



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

KONTINUÁLNÍ ELEVÁTOR PRO PŘEPRAVU ZBOŽÍ

CONTINUOUS VERTICAL CONVEYOR FOR TRANSPORT THE GOODS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. MARTIN ZÁLEŠÁK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. JAROSLAV KAŠPÁREK, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Martin Zálešák

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Kontinuální elevátor pro přepravu zboží

v anglickém jazyce:

Continuous vertical conveyor for transport the goods

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte kontinuální elevátor pro vertikální přepravu zboží s krabicovými výrobky dle daných technických parametrů.

Přepavní výška výrobku do 3 m

Maximální hmotnost 1 kusu zboží 20 kg

Velikost přepravovaného kusu zboží 400x400x300 mm

Typ přepravovaného kusu zboží papírové krabice

Cíle diplomové práce:

Proveďte:

- Rešeršní rozbor, který porovnává stávající způsob přepravy zboží.
- Návrhy koncepce řešení, výběr vhodné varianty.
- Určení hlavních rozměrů zařízení, návrh konstrukčního řešení.
- Proveďte funkční výpočty zařízení a návrhy jednotlivých komponent.
- Pevnostní a případné další výpočty dle pokynů vedoucího práce

Nakreslete:

- Montážní sestavu navrženého zařízení
- Podsestavy dle pokynů vedoucího práce
- Výrobní výkresy dle pokynů vedoucího práce

Seznam odborné literatury:

PAVLISKA, J., HRABOVSKÝ, L.: Dopravní a manipulační zařízení IV, 1. vyd., Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2004, 128 s., ISBN: 80-248-0537-5

AXMANN, N.: Handbuch Materialflußtechnik. Stückgutförderer, ed. Expert-Verlag GmbH, 2003, s. 268, ISBN-10: 3-8169-2198-1, ISBN-13: 978-3-8169-2198-1

JASAN, V., KOŠÁBEK, J., SZUTTOR, N.: Teoria dopravných a manipulačných zariadení, ALFA, Bratislava 1989. ISBN 80-05-00125-8.

GAJDŮŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno, 1988

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 25.10.2013

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá problematikou stávající dopravy kusových výrobků a návrhem lepšího koncepčního řešení kontinuálního elevátoru, s připevněným úsekem válečkové a gravitační tratě. Tento druh dopravníku je určený převážně pro přepravu krabicových výrobků z jednoho podlaží do druhého. Práce je doložena návrhem konstrukčních celků stroje, obsahuje kompletní 3D návrh, konstrukční a funkční řešení, které je podloženo základními pevnostními a kontrolními výpočty. V přílohách práce je doložena výkresová dokumentace navrženého zařízení.

KLÍČOVÁ SLOVA

Elevátor, dopravník, doprava, konstrukce, převod, zboží

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the existing of transportation unit products and designing of a better conceptual solution of continuous elevator with fixed section of a gravity and roller conveyor. This type of conveyor is specified mainly for the transport of boxed products from the lower floor to the another. The diploma thesis is substantiate by the proposal of assemblies machines. It includes a complete 3D design, engineering and functional solution that is supported by basic strength and the check calculations. The attachments consist of the drawings of the proposed facility.

KEYWORDS

Elevator, conveyor, transport, construction, gear, goods



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ZÁLEŠÁK, M. *Kontinuální elevátor pro přepravu zboží*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 95 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jaroslava Kašpárka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 30. května 2014

.....

Bc. Martin Zálešák



PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval především své rodině, přítelkyni a známým za veškerou podporu při studiu, ohleduplnost a klidné zázemí.

Dále bych chtěl poděkovat firmě Atrima za poskytnutí této práce a vedoucímu diplomové práce panu Ing. Jaroslavu Kašpárkovi, Ph.D. za cenné rady.



OBSAH

Úvod	10
1 Popis problematiky	11
2 Shrnutí a upřesnění zadání	12
3 Cíle práce	12
4 Technická řešení stávajícího způsobu přepravy zboží	13
4.1 Plošinkový vertikální dopravník	13
4.2 Oběhový dopravník	14
4.3 Etážový dopravník	16
4.4 Konzolový dopravník	17
4.5 Vertikální zdviž s dopravníkem	19
4.6 Spirálový dopravník	20
4.7 Zhodnocení vybrané varianty	22
5 Koncepce řešení	23
5.1 Popis funkce zařízení	23
5.2 Možnosti nájždění zboží k elevátoru	25
6 Základní předběžné výpočty	27
6.1 Výpočet předběžné osové vzdálenosti	27
6.2 Výpočet maximální dopravní výšky	28
6.3 Výpočet předběžné délky tažného orgánu	28
6.4 Teoretická rozteč mezi podavači	28
6.5 Teoretická obvodová rychlost podavače	29
6.6 Teoretické otáčky hnacího a hnaného kola	29
7 Návrh a konstrukce hlavních prvků	30
7.1 Návrh nosného rámu	30
7.2 Soustava pojezdového celku	31
7.2.1 Pojezdový vozík	32
7.2.2 Hřídel podavače	34
7.2.3 Podavač	35
7.3 Mechanismus zdvihu	36
7.3.1 Volba hnacího orgánu	36
7.3.2 Návrh řetězových kol	36
7.3.3 Výpočet délky řetězu	38
7.3.4 Určení skutečné rozteče mezi podavači	39



7.3.5	Výpočet skutečné osové vzdálenosti	40
7.4	Výpočet pohonu zdvihu	40
7.4.1	Výpočet teoretického výkonu motoru	40
7.4.2	Redukovaný výkon	41
7.4.3	Skutečný výkon motoru	41
7.4.4	Výpočet jmenovitých otáček na výstupu z převodovky	42
7.4.5	Výpočet jmenovitého krouticího momentu	42
7.4.6	Výpočet a porovnání skutečné dopravní rychlosti se zvolenou	43
7.4.7	Skutečný čas mezi podavači	43
7.5	Uchycení řetězových kol	44
7.6	Návrh jednotlivých druhů vedení	46
7.6.1	Boční vedení	46
7.6.2	Vedení pojezdového vozíku	47
7.6.3	Horní a spodní vedení	49
7.7	Systém napínání	50
8	Návrh horní části válečkové tratě	53
8.1	Rozteč a počet válečků pod předmětem	53
8.2	Hmotnost předmětu připadající na jeden váleček	53
8.3	Způsob pohánění válečků	54
8.4	Volba poháněných válečků	54
8.5	Volba hnacího orgánu	55
8.6	Volba hnacího řetězového kola	56
8.7	Návrh pohonu válečkové tratě	56
8.7.1	Výpočet rychlosti válečkové tratě	56
8.7.2	Výpočet výkonu motoru	57
8.7.3	Výpočet otáček převodovky motoru	58
8.7.4	Výpočet jmenovitého krouticího momentu	58
8.7.5	Výpočet a porovnání skutečné dopravní rychlosti se zvolenou	59
8.8	Výpočet řetězových smyček válečkové tratě	60
8.8.1	Počet článků řetězu u hnané smyčky	60
8.8.2	Počet článků řetězu u hnací smyčky	61
8.9	Návrh napínacího ústrojí hnací řetězové smyčky	62
9	Návrh spodní části gravitační tratě	64
9.1	Popis částí gravitační tratě	64
9.2	Volba rozměrů a úhlu naklopení	65
9.3	Volba pojezdových rolíček	66



10	Kontrolní výpočty.....	67
10.1	Pevnostní kontrola řetězu	67
10.1.1	Tahová síla v řetězu způsobená odstředivou silou	67
10.1.2	Tahová síla působící na řetěz.....	67
10.1.3	Celková síla působící na řetěz	68
10.1.4	Statická bezpečnost.....	69
10.1.5	Dynamická bezpečnost	69
10.1.6	Kontrola tlaku v kloubech řetězu.....	69
10.2	Kontrola čepů řetězového držáku.....	71
10.2.1	Kontrola smykového napětí.....	71
10.2.2	Kontrola čepu na otláčení	72
10.3	Kontrola výstupní hřídele převodovky pohonu zdvihu.....	73
10.3.1	Kontrola v navrhnuté poloze	73
10.3.2	Kontrola v maximální možné poloze.....	76
10.4	Pevnostní analýza rámu válečkové tratě	77
10.4.1	Síťový model	77
10.4.2	Zavedení okrajových podmínek	77
10.4.3	Stanovení návrhové pevnosti materiálu.....	78
10.4.4	Vyhodnocení a interpretace výsledků.....	79
10.5	Návrh a kontrola stavěcích patek	81
11	Bezpečnostní prvky	83
11.1	Celkové krytování stroje	83
11.2	Krytování válečků horní válečkové tratě	84
11.3	Bezpečnostní oplocení.....	85
	Závěr.....	86
	Seznam použitých zkratk a symbolů	90
	Seznam příloh	95



ÚVOD

Téměř v každém průmyslovém odvětví se dnes setkáme s různými technickými zařízeními pro přepravu kusového materiálu. V dnešní době hraje velkou roli konkurence a stále zvyšující se stupeň automatizace, je tedy nutné navrhovat stroje tak, aby byly schopny provádět co nejvíce operací bez zásahů člověka. Tyto požadavky jsou stále častější od firem, které potřebují přepravovat kusový materiál, v našem případě se jedná zejména o potravinářský průmysl. Předmětem této diplomové práce je zkonstruovat kontinuální elevátor, který bude zapojen do přepravního procesu při vertikální dopravě kusového materiálu.

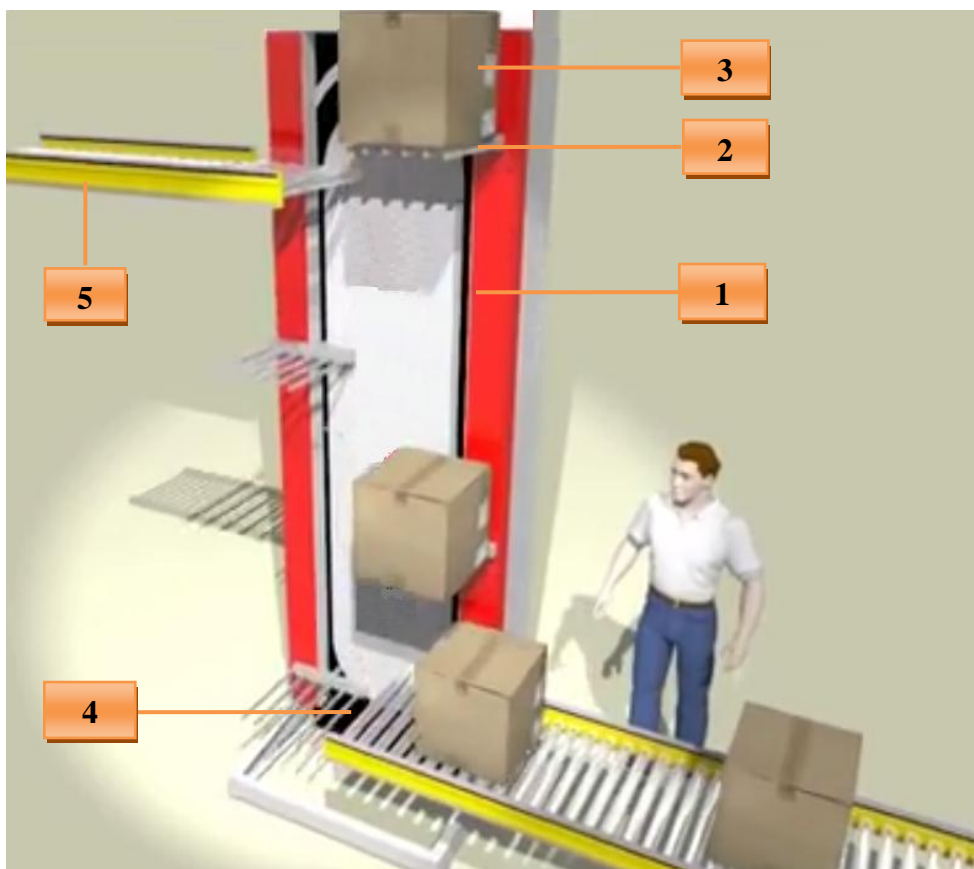
Z tohoto důvodu vzniklo zadání této diplomové práce ve spolupráci s firmou Atrima spol. s.r.o., zkonstruovat takové zařízení, které bude spolehlivě nahrazovat stávající způsob přepravy zboží, bude využitelné v širším okruhu a ve srovnání se standardně používanými stroji, bude disponovat lepšími parametry.

Atrima spol. s.r.o. je firma, která je zaměřena na vývoj, projekci, výrobu a realizaci manipulačních, paletizačních a dopravních zařízení a systémů, která jsou konstruována přesně dle požadavků jednotlivých zákazníků. Působí zejména v potravinářském, ale i automobilovém a dřevozpracujícím průmyslu. Zaručuje profesionální servis, nejen vlastních zařízení. Firma je schopna si sama vytvářet, jak už strojírenské, tak i elektrické a programové vybavení.



1 POPIS PROBLEMATIKY

Kontinuální elevátor je zařízení, které nachází uplatnění v dopravní a manipulační technice. Využívá se především u dopravních a manipulačních systémů, různých druhů transportních linek, kde je třeba přepravovat co největší množství zboží, za co nejkratší dopravní čas a to z počáteční do koncové úrovně. Nejčastěji však mezi dvěma vertikálně vzdálenými dopravníky, které mohou pracovat v různých směrech. Pracovní zdvih stroje je tedy uzpůsoben vertikálním směrem. Dopravované zboží je ze spodního dopravníku odebíráno podavačem a za pomoci řetězového převodu přepravováno do požadované výšky, kde je usazeno na příslušný dopravník. Transport přepravované krabice, jak v počáteční, tak v koncové poloze mohou zabezpečovat válečkové, pásové nebo i gravitační dopravní linky. Konstrukce kontinuálního elevátoru by měla být navržena tak, aby s ohledem na provoz vydržela plnit funkci po mnoho pracovních hodin. Příklad uspořádání kontinuálního elevátoru spolu s dopravníky v počáteční a koncové poloze dle Obr. 01.



Obr. 01 – Příklad uspořádání manipulačního zařízení ve výrobní hale [23]; 1 – kontinuální elevátor; 2 – podavač elevátoru; 3 – přepravovaná krabice; 4 – počáteční dopravník; 5 – koncový dopravník



2 SHRNUTÍ A UPŘESNĚNÍ ZADÁNÍ

Řešením této práce je kontinuální elevátor pro přepravu krabicových výrobků s částí spodního úseku gravitační tratě a s částí horního úseku poháněné válečkové tratě. Obě tyto tratě budou připojeny k nosné konstrukci elevátoru a budou výškově stavitelné. Při konstrukčním návrhu budou použity běžně dostupné komponenty a normalizované polotovary dle požadavků firmy Atrima spol. s r.o. Spojení jednotlivých dílů bude provedeno svařováním nebo sešroubováním do jednotlivých podsestav, sestav a následných celků.

ZADANÉ TECHNICKÉ PARAMETRY:

$H_D = 3000 \text{ mm}$ zadaná přepravní výška

$m_k = 20 \text{ kg}$ zadaná hmotnost přepravovaného zboží (papírová krabice)

$400 \times 400 \times 300 \text{ mm}$ velikost přepravovaného zboží

DOPLNĚNÉ TECHNICKÉ PARAMETRY:

$3000 \times 3000 \text{ mm}$ maximální půdorysná plocha zařízení

$Q = 1200 \text{ ks/hod}$ dopravní výkon zařízení

3 CÍLE PRÁCE

Cílem této práce je provést rešeršní rozbor, který bude porovnávat a hodnotit stávající způsoby přepravy zboží, tedy krabicových výrobků a navrhnout takové konstrukční řešení kontinuálního elevátoru, které bude mezi stávajícími jednou z nejlepších variant. Součástí konstrukčního řešení bude taky návrh poháněné části válečkové tratě v horním úseku a gravitační tratě ve spodním úseku. Vytvořit kompletní a funkční model se zadanou technickou dokumentací v některém z CAD systémů, navrhnout hlavní části, veškeré normalizované, běžně dostupné komponenty stroje a doložit tuto práci technickou zprávou s požadovanými návrhovými a kontrolními výpočty vybraných částí stroje.

Technická zpráva bude obsahovat:

- rešeršní rozbor, který porovná stávající způsob přepravy zboží
- návrh koncepce vlastního řešení
- určení hlavních rozměrů zařízení
- konstrukční návrh částí stroje
- výpočty a případnou kontrolu normalizovaný prvků
- základní kontrolní výpočty vybraných komponent

Přílohy budou obsahovat:

- zadanou výkresovou dokumentaci a obrázkovou galerii navrženého zařízení



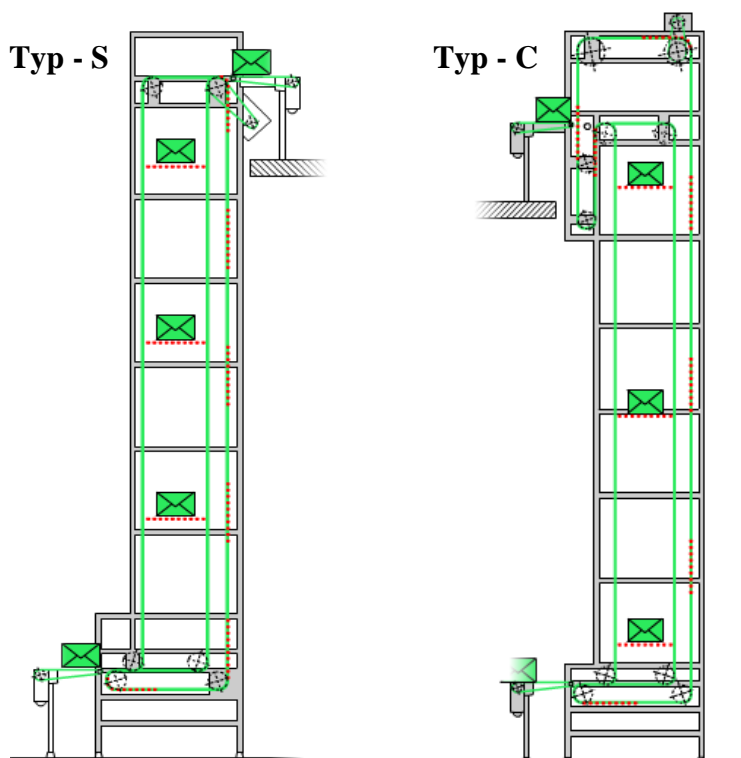
4 TECHNICKÁ REŠERŠE STÁVAJÍCÍHO ZPŮSOBU PŘEPRAVY ZBOŽÍ

V technické rešerši stávajícího druhu dopravy jsou jednotlivě popsány různé typy vertikálních dopravníků, zejména dopravníků pro přepravu kusového zboží. Jsou zde vyobrazeny schémata ukazující základní princip jejich činnosti. Výhody, nevýhody a je-li to možné, tak uvedeny jejich orientační parametry týkající se přepravních kapacit.

4.1 PLOŠINKOVÝ VERTIKÁLNÍ DOPRAVNÍK

Plošinkové vertikální dopravníky umožňují kontinuální vertikální dopravu kusového zboží ve směru nahoru nebo dolů, se zachováním směru toku zboží (typ S) nebo se změnou směru toku zboží (typ C). Nachází využití v nejrůznějších druhu průmyslu, zejména ve výrobních linkách, v logistických centrech, na poštách, letištích, v potravinářském, stavebním a automobilovém průmyslu [11]. Typ S a C plošinkového dopravníku znázorňují schémata na Obr. 2. Samotná konstrukce je zřejmá z Obr. 3.

Tento druh zařízení je schopen přepravit až 2000 ks/hod nezávisle na dopravní výšce. Hmotnost přepravovaného zboží je dána robustností konstrukce.



Obr. 02 – Schémata plošinkového vertikálního dopravníku [19]

Výhody:

- úspora prostoru v porovnání se šikmou dopravou
- přeprava bez otřesů - tichý chod
- minimální nároky na údržbu
- velký dopravní výkon

**Nevýhody:**

- omezená hmotnost přepravovaného zboží
- s větším rozměrem zboží roste půdorysná plocha zařízení
- tok materiálu pouze ve směru nebo proti směru vstupujícího materiálu
- vstup a výstup materiálu pouze ve dvou podlažích



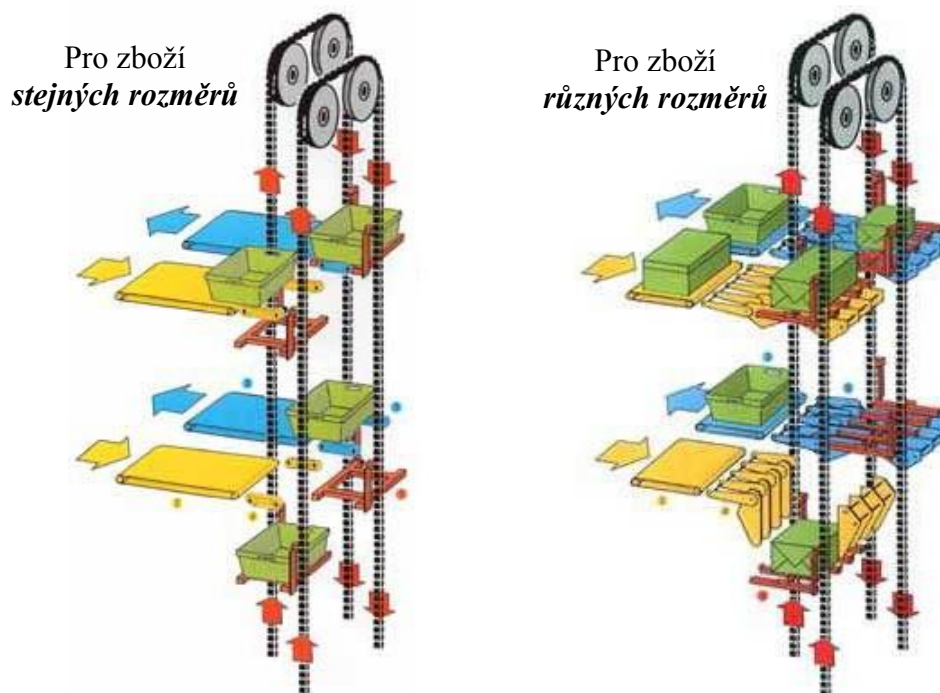
Obr. 03 – Plošinkový vertikální dopravník typu S [24]

4.2 OBĚHOVÝ DOPRAVNÍK

Oběhový dopravník zajišťuje plynulý pohyb přepravní plošinky, tedy přepravovaného materiálu, umožňující vstup a výstup zboží v různých podlažích. Toto zařízení je založeno na principu „páter noster“, kdy je unášena plošinka stále ve vodorovném směru. Nakládání zboží na plošinku probíhá ve směru zdola nahoru, naopak vyložení ve směru opačném.

Oběhový dopravník může být dvojího druhu. Oběhový dopravník pro kusové zboží *stejných rozměrů* – předávání zboží na oběhový dopravník je provedeno pomocí výkyvných řemenových dopravníků a oběhový dopravník zboží *různých rozměrů* – předávání je řešeno pomocí sklápěcích řetězových dopravníků [19]. Oba tyto typy znázorňuje schéma na Obr. 04. Konstrukční řešení nakládací plošinky a výkyvných řemenových dopravníku firmou Sovex system znázorňují Obr. 05, Obr. 06.

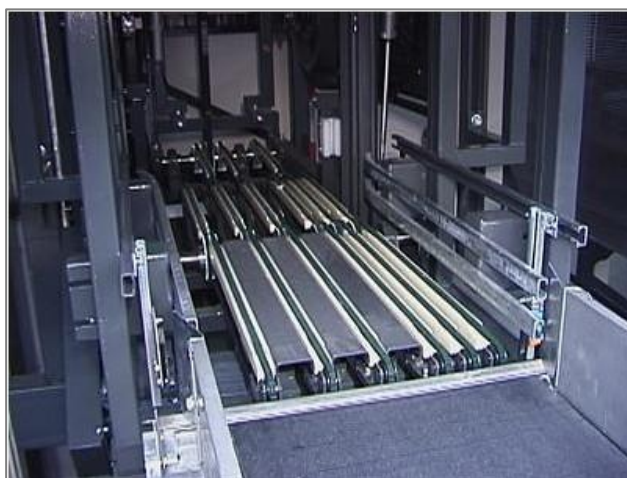
Tento druh vertikální dopravy umožňuje přepravovat s kapacitou až 1200 ks/hod, maximální hmotnost přepravovaného zboží se uvádí 50 kg.



Obr. 04 – Schémata oběhového vertikálního dopravníku [19]



Obr. 05 – Detail přepravní plošinky pro zboží stejných rozměrů [25]



Obr. 06 – Detail výkynných řemenových dopravníků pro zboží stejných rozměrů [25]

**Výhody:**

- úspora prostoru v porovnání se šikmou dopravou
- vstup a výstup zboží v různém podlaží
- velká hmotnost zboží
- přeprava více typů zboží

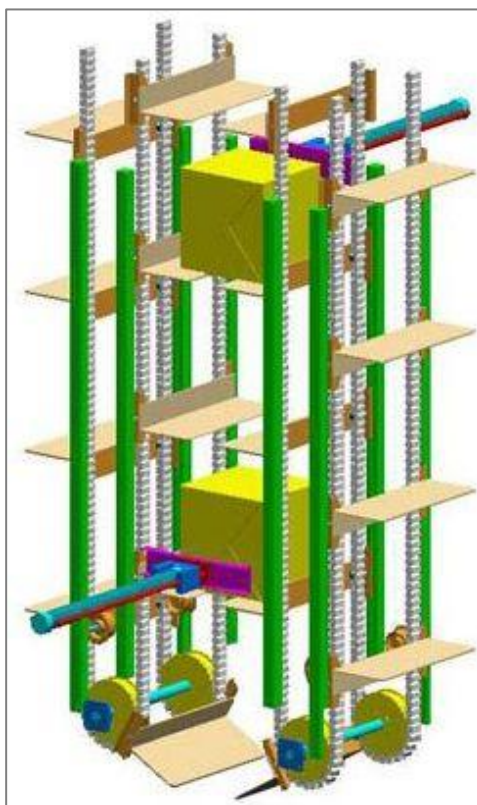
Nevýhody:

- s větším rozměrem zboží roste půdorysná plocha zařízení
- tok materiálu pouze ve směru nebo proti směru vstupujícího materiálu
- složitá konstrukce převodového systému

4.3 ETÁŽOVÝ DOPRAVNÍK

Tento typ dopravníku umožňuje dopravovat kusový materiál za pomoci lišt upevněných na čtyřech synchronně rotujících pryžových ozubených řemenech, které jsou vedeny ve vedení. Nakládání a vyprazdňování zboží z přepravních plošin u tohoto typu dopravníku zajišťují pneumaticky ovládané stahovače. Doprava tímto způsobem tedy umožňuje více vstupů a výstupů. Model etážového dopravníku znázorňuje *Obr. 07*.

Umožňuje přepravovat zboží s kapacitou 750 ks/hod, s maximální hmotností přepravovaného zboží až 50 kg.



Obr. 07 – Schémata etážového dopravníku [19]

**Výhody:**

- vstup a výstup zboží v různém podlaží
- přeprava více typů zboží
- jednoduchá konstrukce
- velká hmotnost zboží

Nevýhody:

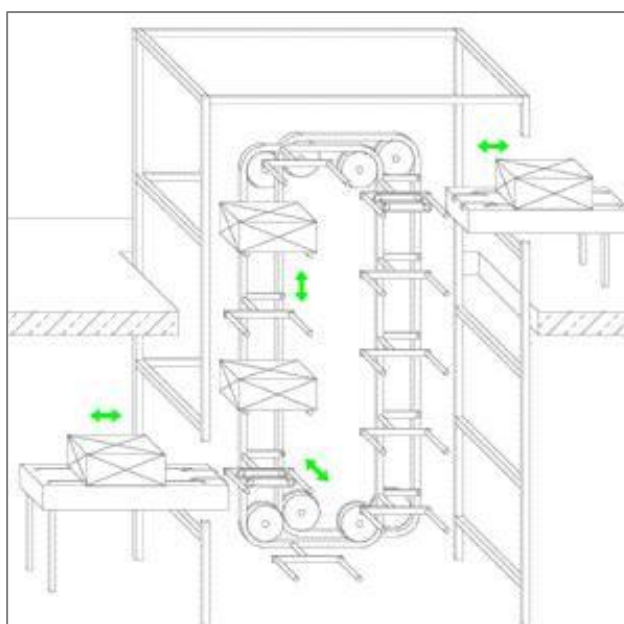
- nutnost použití pneumatiky
- zastavování zařízení při každém vstupu a odběru zboží
- problém s křehkým zbožím

4.4 KONZOLOVÝ DOPRAVNÍK

Konzolové vertikální dopravníky slouží převážně k dopravě přepravek z různých úrovní, např. pater ve směru nahoru nebo dolů. Funkce pracuje na principu „pater noster“, rotující konzoly si tedy drží neustálou vodorovnou polohu. Lze možno využívat dle potřeby zákazníka různých vstupů a výstupů. Tento typ dopravníků umožňuje kontinuální vertikální dopravu kusového zboží. Přeprava zboží ve směru toku materiálu, proti směru toku a ve směru kolmém na původní materiálový tok. [19]

Tyto konzolové dopravníky bývají využívány zejména ve větších jídelnách a to k přepravě jídelních tácu z horního, do spodního podlaží, např. k mycímu zařízení, viz. *Obr. 11*. Schéma konzolového dopravníku přepravující zboží mezi dvěma podlažími znázorňuje *Obr. 08*. Tento typ zařízení využívá pro držení zboží ve vodorovné poloze tzv. kladičkový systém, zřetelné *Obr. 09*, *Obr. 10*.

Dopravníky bývají konstruovány zejména k přepravě zboží s maximální hmotností 20 kg, o maximální přepravní kapacitě 1500 ks/hod s obvodovou rychlostí 0,25 m/s.



Obr. 08 – Schéma konzolového dopravníku [26]



Výhody:

- přeprava bez otřesů - tichý chod
- vstupy a výstupy zboží ve více směrech

Nevýhody:

- omezená hmotnost přepravovaného zboží
- velká půdorysná plocha zařízení
- menší přepravní kapacita



Obr. 09 – Kladičkový systém spodní větve konzolového dopravníku [26]



Obr. 10 – Kladičkový systém horní větve konzolového dopravníku [26]



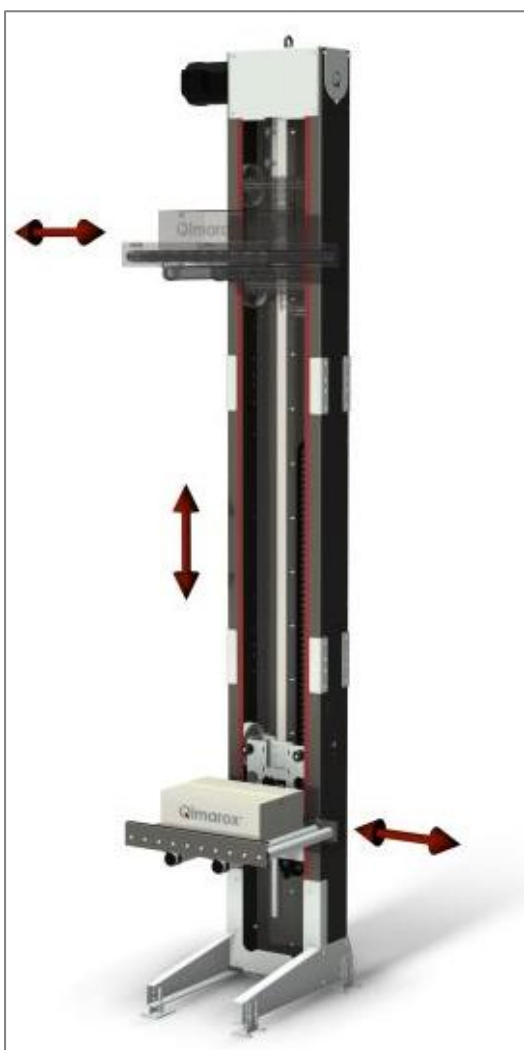
Obr. 11 – Využití konzolového dopravníku v jídelních zařízeních [26]



4.5 VERTIKÁLNÍ ZDVIŽ S DOPRAVNÍKEM

Výtah neboli vertikální zdviž, slouží k přepravě kusového zboží v menších kapacitách, než předchozí uváděné dopravníky. Vyznačuje se však menšími rozměry s neomezeným počtem vstupů a výstupů. Tento typ dopravníků bývá nejčastěji konstruován tak, že je jeho pohyblivá část spojena s částí válečkového nebo pásového dopravníku. Spojení s válečkovým dopravníkem a detail pohyblivé části znázorňují *Obr. 13* a *Obr. 14*. V obou případech se jedná o konstrukční řešení od firmy Qimarox.

Kapacita vertikálního výtahového dopravníku je závislá na přepravních podmínkách a rozměrech. Typ Prorunner MK1 od firmy Qimarox viz. *Obr. 12* je schopen přepravovat 650 ks/hod při pracovní délce 2900 mm, s maximálním zatížením pojezdového ramene o hmotnosti 200 kg.



Obr. 12 – Vertikální zdviž od firmy Qimarox [27]



Obr. 13 – Detail dopravníku zdviže – Qimarox [27]



Obr. 14 – Detail pojezdové části zdviže – Qimarox [27]

**Výhody:**

- přeprava bez otřesů, tichý chod
- vstupy a výstupy zboží ve více směrech
- malé rozměry
- jednoduchá konstrukce

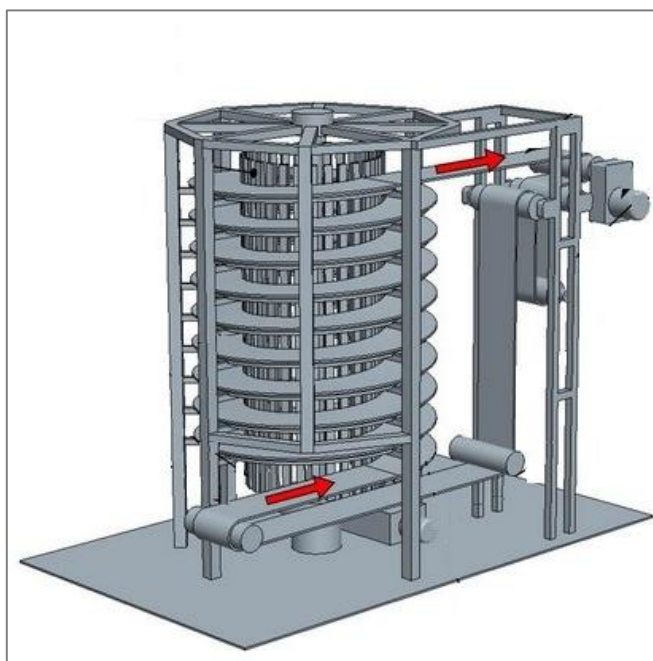
Nevýhody:

- malá přepravní kapacita
- zastavování při každém vstupu a odběru zboží
- stabilita zařízení

4.6 SPIRÁLOVÝ DOPRAVNÍK

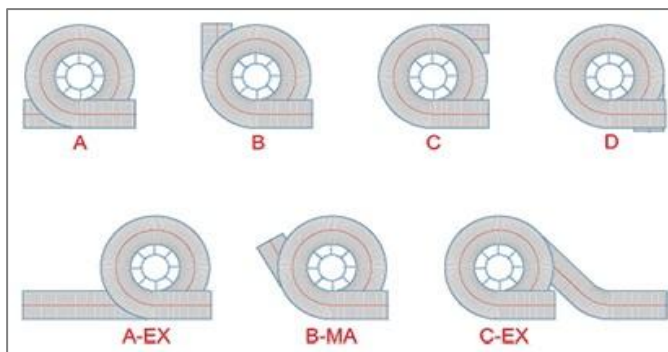
Spirálové dopravníky se využívají pro přepravu různých velikostí kusového zboží, v současné době jsou neoddělitelnou součástí potravinářského průmyslu, kde jsou využívány zejména k ohřevu, sušení, chlazení nebo mražení potravin. Soustřeďují tak technologický proces v omezeném prostoru a využívají výšku budovy, která je k dispozici.

Poháněným a zároveň pohyblivým prvkem je modulární pás obloukového tvaru, který je určitým způsobem vedený, schéma toku materiálu znázorňuje *Obr. 15*. Spirálové dopravníky se mohou skládat z různě uzpůsobených nakládacích a vykládacích modulů, které jsou k nim připojené a mohou být umístěny v různých výškách. Typy používaných modulů v současné době a jejich uložení ke spirálovému dopravníku znázorňují *Obr. 16*, *Obr. 17*.



Obr. 15 – Schéma spirálového dopravníku [28]

Dopravníky tohoto typu pracují spolehlivěji, je-li použito zboží o stejných rozměrech, velikostech a hmotnostech. Kapacita spirálových dopravníků je tedy závislá na přepravních podmínkách, rozměrech, hmotnosti zboží a způsobu využití.



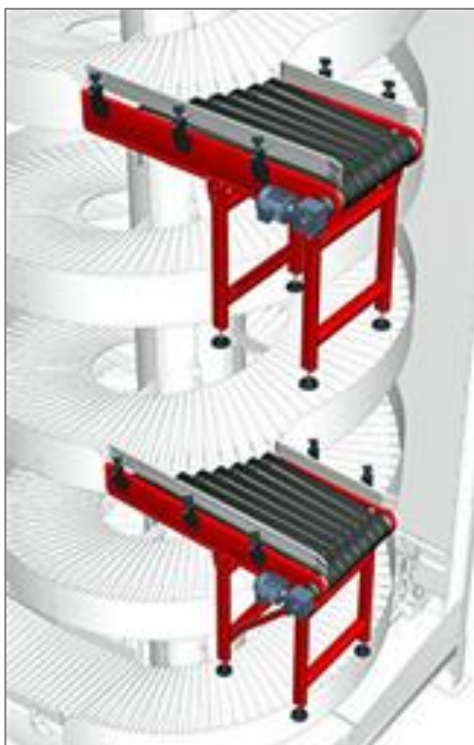
Obr. 16 – Druhy modulů spirálových dopravníků [29]

Výhody:

- vstupy a výstupy zboží ve více směrech
- plynulý chod
- nízké náklady

Nevýhody:

- velké rozměry
- složitá konstrukce
- velká půdorysná plocha zařízení



Obr. 17 – Uložení modulů spirálového dopravníku [29]



Obr. 18 – Spirálový dopravník od firmy Ryson International [29]



4.7 ZHODNOCENÍ VYBRANÉ VARIANTY

Vzhledem k tomu, že tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem nového typu zařízení, není proto tento typ uveden a následně zhodnocen v rozboru stávajícího způsobu vertikálních typů zařízení.

Výběr vhodné varianty bude proveden takovým způsobem, že budou ohodnoceny výhody každého typu zařízení stávajícího způsobu přepravy zboží dle důležitosti (*nejdůležitější – 1, nejméně důležité – 5*). Ze zhodnoceného seznamu výhod budou vybrány výhody s nejlepší známkou – viz. *Tab. 01*. Konstrukční návrh elevátoru bude proveden tak, aby zařízení tyto výhody splňovalo. Seznam vybraných výhod uvedený v *Tab. 02*.

Tab. 01 – Výhody jednotlivých typů zařízení

Typ zařízení	Výhody	Známka
Plošinkový elevátor	úspora prostoru v porovnání se šikmou dopravou	3
	přeprava bez otřesů	4
	tichý chod	5
	minimální nároky na údržbu	1
	velký dopravní výkon	2
Oběhový dopravník	úspora prostoru v porovnání se šikmou dopravou	4
	vstup a výstup v různém podlaží	1
	přeprava více typů zboží	2
	velká hmotnost zboží	3
Etážový dopravník	vstup a výstup v různém podlaží	2
	přeprava více typů zboží	1
	jednoduchá konstrukce	4
	velká hmotnost zboží	3
Konzolový dopravník	přeprava bez otřesů	2
	tichý chod	3
	vstup a výstup ve více směrech	1
Vertikální zdviž	přeprava bez otřesů	3
	vstup a výstup ve více směrech	2
	malé rozměry	4
	jednoduchá konstrukce	1
Spirálový dopravník	vstup a výstup ve více směrech	3
	plynulý chod	1
	nízké náklady	2

Tab. 02 – Vybrané výhody pro návrh kontinuálního elevátoru

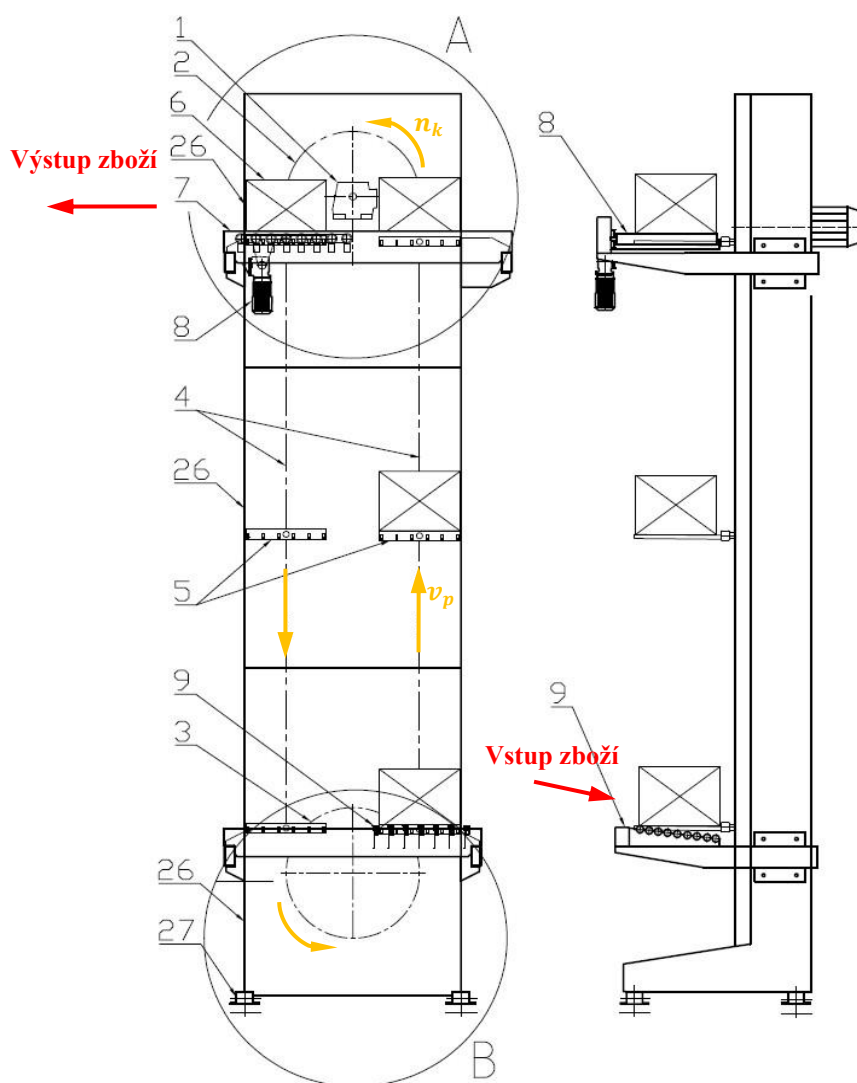
Typ zařízení	Vybrané výhody
Kontinuální elevátor	minimální nároky na údržbu
	vstup a výstup v různém podlaží
	přeprava více typů zboží
	vstup a výstup ve více směrech
	plynulý chod

5 KONCEPCE ŘEŠENÍ

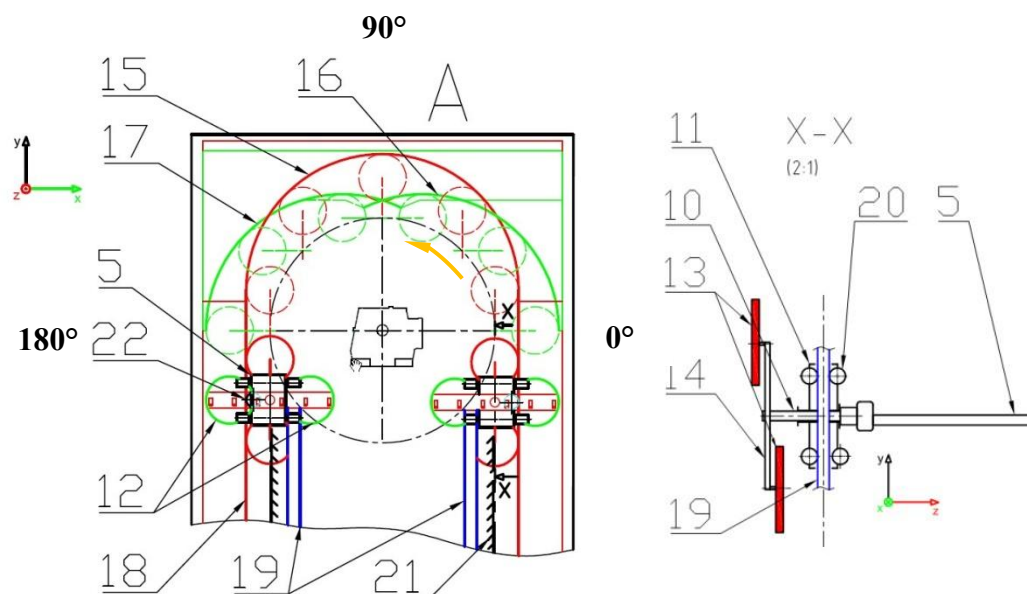
Konstrukce kontinuálního elevátoru by měla být co nejjednodušší, jak z důvodu montáže, tak z důvodu pravidelné údržby zařízení. Celé zařízení bude složeno z několika částí. Nosnou konstrukci bude tvořit rám elevátoru rozdělený na tři části, propojený příčkami, který bude držet jednotlivé funkční prvky elevátoru a zároveň bude nosnou konstrukcí k uchycení přídatných zařízení. K rámu budou spojovacím materiálem uchycena jednotlivá vedení pojezdových ústrojí. Elevátor bude mít svůj vlastní pohon, který bude pomocí řetězového převodu uvádět do pohybu jednotlivá pojezdová ústrojí. Válečková trať v horní části bude poháněná vlastním elektromotorem uchyceném k nosnému rámu válečkové tratě.

5.1 POPIS FUNKCE ZAŘÍZENÍ

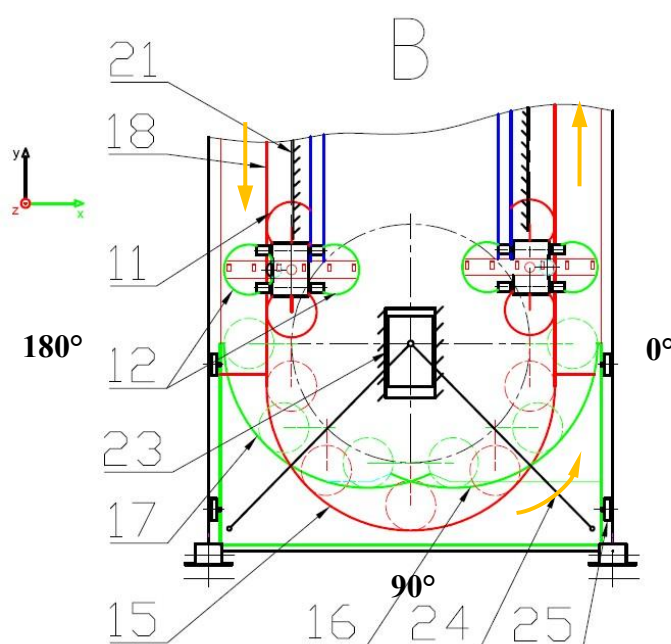
Koncepci řešení a popis základních částí kontinuálního elevátoru znázorňuje schematický náčrtek na Obr. 19. Detaily horní a spodní části elevátoru A, B jsou podrobněji rozkresleny na Obr. 20 a Obr. 21.



Obr. 19 – Schematický náčrtek kontinuálního elevátoru



Obr. 20 – Detail horního vedení elevátoru



Obr. 21 – Detail spodního vedení elevátoru

POPIS JEDNOTLIVÝCH PRVKŮ

1 – pohon mechanismu zdvihu; 2 – hnací kolo; 3 – hnané kolo; 4 – tažný orgán; 5 – podavač; 6 – zboží; 7 – část horní válečkové tratě; 8 – pohon válečkové tratě; 9 – část spodní gravitační tratě; 10 – hřídel podavače; 11 – pojezdový vozík; 12, 13 – vodící kola podavače; 14 – ramena vodících kol; 15, 16, 17 – části horního a spodního vedení; 18 – boční vedení; 19 – vedení pojezdového vozíku; 20 – kolečka pojezdového vozíku; 21 – vedení tažného orgánu; 22 – vodící kolečko pojezdového vozíku; 23 – napínací zařízení; 24 – táhla spodního vedení; 25 – kombinovaná rolňa; 26 – nosný rám; 27 – stavitelné patky



PRINCIP FUNKCE

Spuštěním pohonu mechanismu zdvihu **1**, se začne přenášet krouticí moment za pomoci silového styku na hnací kolo **2**, které spolu s hnaným kolem **3** a tažným orgánem **4** tvoří převodový systém. Spolu s tažným orgánem se pohybují jednotlivé podavače **5**, které buď, pokládají zboží **6** na horní válečkovou trať **7**, která je poháněná pohonem **8** nebo ho odebírají ze spodní gravitační tratě **9**. Zařízení může pracovat i opačným způsobem.

Aby přepravované zboží **6** bylo neustále ve vodorovné poloze, je nutné zamezit pootočení podavače **5**. Jednu z těchto podmínek zabezpečuje hřídel podavače **10** spolu s pojezdovým vozíkem **11** a podavačem **5**, které s tažným orgánem **4** vytváří pohyblivý celek. Tento pohyblivý celek, zejména vodící kola **12** a **13**, která jsou otočně uložena na ramenech **14**, na sebe kolmých, a odvalují se po drahách horního vedení **15**, **16**, **17**. Horní vedení je složeno ze tří částí, první část – vedení **15** vede v celém rozsahu 0° - 180° horní vodící kolo **13** (ve spodní části vedení, spodní vodící kolo **13**), druhá část – vedení **16**, po kterém se odvaluje v rozsahu 0° - 90° pravé vodící kolo **12** (ve spodní části vedení opět pravé kolo 90° - 0°) a třetí část – vedení **17**, po kterém se odvaluje v rozsahu 90° - 180° levé vodící kolo **12** (to stejné ve spodní části vedení, tedy levé vodící kolo v rozsahu 180° - 90°). V každém okamžiku, jak u horních, tak u spodních částí vedení, jsou tedy v záběru vždy pouze dvě kola **12** a **13**. Vedle horních a spodních částí vedení, se obě pojezdová kola **12**, odvalují po bočním vedení **18** v celé osové vzdálenosti zařízení.

Druhá z podmínek je zamezení naklápění pojezdového vozíku **11** kolem osy „x“. Zabezpečují ho jak na levé, tak na pravé polovině elevátoru dva druhy vedení. Boční vedení **18** a vedení pojezdového vozíku **19**, po kterých se odvalují kolečka pojezdových vozíků **20**.

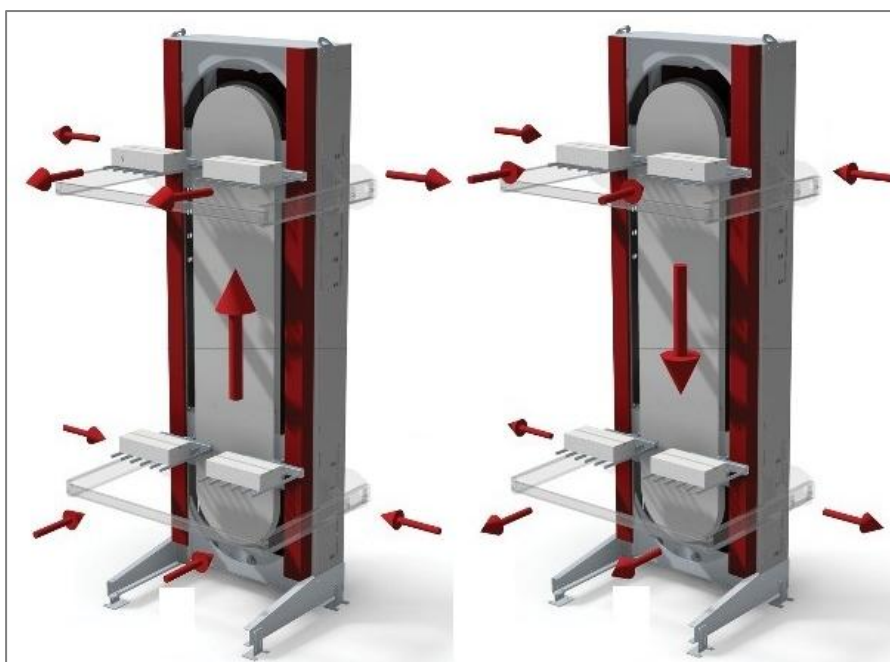
Zbývá zamezit pohyb pojezdového vozíku ve směru osy „x“, tuto podmínku splňuje vodící kolečko pojezdového vozíku **22** a vedení tažného orgánu **21**, které je po celé délce elevátoru.

Problém však vzniká postupným prodlužováním řetězu, hnané kolo **3** musí být napínáno napínacím zařízením **23**. Aby se mohly vodící kolečka **12**, **13** neustále odvalovat po spodním vedení, musí se všechny tyto tři části spodního vedení **15**, **16**, **17** (vytváří jeden celek) pohybovat ve vertikálním směru spolu s hnaným kolem **3**. Tento problém řeší propojení spodních částí vedení s napínacím zařízením **23** pomocí táhel **24**. Pohyb celku spodních vedení **15**, **16**, **17** ve směru osy „z“, zamezují kombinované rolny **25**.

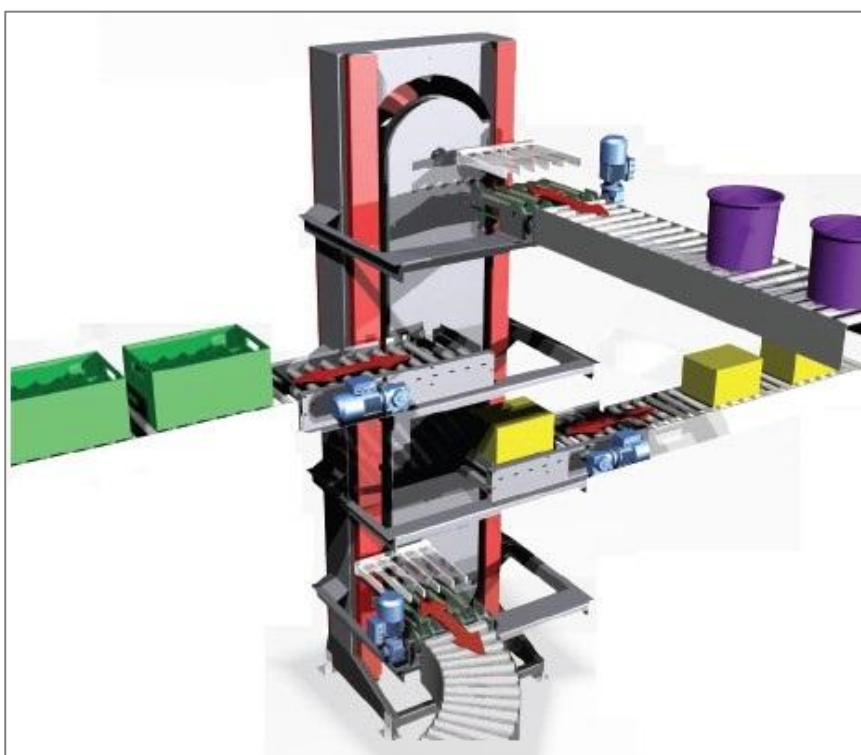
Celý tento mechanismus je uložen v nosném rámu elevátoru **26**, který nesou stavitelné patky **27**.

5.2 MOŽNOSTI NAJÍŽDĚNÍ ZBOŽÍ K ELEVÁTORU

Kontinuální elevátor je víceúčelové zařízení, využitelné v širokém směru potravinářského průmyslu. Zboží různého typu, tvaru, velikosti a hmotnosti k němu může vstupovat a vystupovat z několika dopravních směrů. Přeprava takového zboží může být realizována ze spodní úrovně do horní i naopak. Všechny tyto směry – viz. *Obr. 22*, se odvíjejí podle druhu použitých přídatných dopravních částí zařízení. Možnost využití válečkových dopravníků, poháněných či gravitačních, pásových dopravníků, skluzů apod.. Typy přídatných zařízení znázorňuje *Obr. 23*.



Obr. 22 – Pohyby zboží k elevátoru [30]

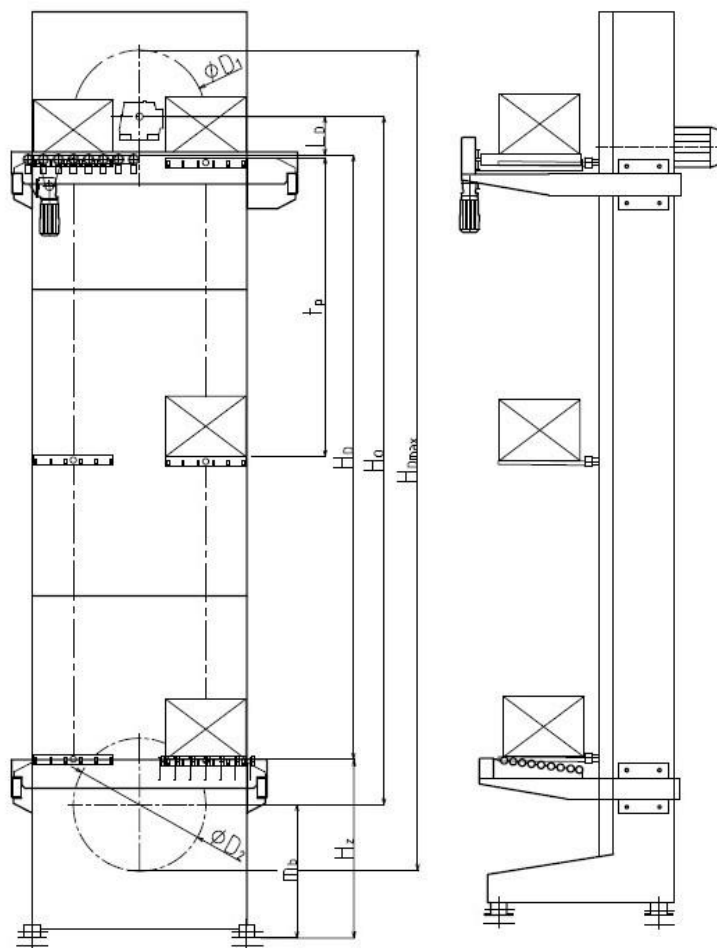


Obr. 23 – Typy přídatných zařízení elevátoru [31]



6 ZÁKLADNÍ PŘEDBĚŽNÉ VÝPOČTY

Předběžné výpočty slouží zejména k orientačnímu návrhu hlavních rozměrů a rychlostí. Skutečné hodnoty a parametry kontinuálního elevátoru budou zřejmé až po návrhu jednotlivých prvků a komponent. Obr. 24 znázorňuje schematický náčrt elevátoru s předběžně zvolenými a následně vypočtenými základními rozměry.



Obr. 24 – Schematický náčrt kontinuálního elevátoru s rozměry

Předběžně zvolené rozměry:

- Vzdálenost hnaného řetězového kola od země: $m_b = 700 \text{ mm}$
- Vzdálenost spodního dopravníku od země: $H_z = 925 \text{ mm}$
- Vzdálenost horního dopravníku od osy hnacího kola: $L_D = 192 \text{ mm}$

6.1 VÝPOČET PŘEDBĚŽNÉ OSOVÉ VZDÁLENOSTI

Předběžná osová vzdálenost hnacího a hnaného kola je vypočtena ze zadané dopravní vzdálenosti H_D a jednotlivých předběžně zvolených parametrů H_z , L_D a m_b .



Dosazením:

$$H_O = H_D + H_Z + l_d - m_b = 3000 + 925 + 192 - 700 = 3417$$

$$H_O = 3417 \text{ mm} \quad (6.1)$$

6.2 VÝPOČET MAXIMÁLNÍ DOPRAVNÍ VÝŠKY

Maximální dopravní výška je výška, kdy se oba protilehlé podavače dostanou ve vertikálním směru do nejvzdálenějšího místa – viz. *Obr. 24*. Při přepravě zboží však tento stav nikdy nenastane, tento parametr je vypočtený pouze pro orientaci.

Výpočet této vzdálenosti je závislý na průměru hnacího a hnaného kola. Průměry roztečných kružnic obou kol jsou předběžně voleny:

$$D_{12t} = 660 \text{ mm}$$

Následným výpočtem dle předběžně navrhnutých roztečných kružnic kol D_{12t} a osové vzdálenosti H_O , je určena hodnota maximální dopravní výšky:

$$H_{Dmax} = H_O + \frac{D_{12t} + D_{12t}}{2} = 3417 + \frac{660 + 660}{2} = 4077$$

$$H_{Dmax} = 4077 \text{ mm} \quad (6.2)$$

6.3 VÝPOČET PŘEDBĚŽNÉ DÉLKY TAŽNÉHO ORGÁNU

Předběžná délka tažného orgánu kontinuálního elevátoru je potřebná k následné volbě počtu rotujících podavačů po obvodu a rozteči mezi nimi. Délka je určena ze znalosti osové vzdálenosti H_O a předběžného průměru roztečných kružnic D_{12t} .

$$l_{rt} = 2 \cdot H_O + 2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_{12t}}{2} \right) = 2 \cdot 3417 + 2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 660}{2} \right) = 8907$$

$$l_{rt} = 8907 \text{ mm} \quad (6.3)$$

6.4 TEORETICKÁ ROZTEČ MEZI PODAVAČI

Vzhledem k předběžně vypočtené délce tažného orgánu a rozměrům přepravovaného zboží, je předběžně volen počet rotujících podavačů: $n_p = 6$.

Jednoduchým výpočtem z délky hnacího orgánu l_{rt} je určena předběžná rozteč mezi jednotlivými podavači:

$$t_{pt} = \frac{l_{rt}}{n_p} = \frac{8907}{6} = 1485$$

$$t_{pt} = 1485 \text{ mm} \quad (6.4)$$



6.5 TEORETICKÁ OBVODOVÁ RYCHLOST PODAVAČE

Firmou Atrima byl stanoven dopravní výkon zařízení na $Q = 1200 \text{ ks/hod}$, z čehož vyplývá, že každé 3s by měl podavač odebírat a následně ukládat zboží z jednotlivých dopravníků. Pomocí této hodnoty $t = 3 \text{ s}$ a vypočtené teoretické rozteči mezi podavači t_{pt} , je určena teoretická obvodová rychlost zařízení.

Pro přímočarý pohyb je vycházeno ze vzorce, dle kterého je určena obvodová rychlost:

$$v_{pt} = \frac{t_{pt}}{t} = \frac{1485}{3} = 0,495$$
$$v_{pt} = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (6.5)$$

6.6 TEORETICKÉ OTÁČKY HNACÍHO A HNANÉHO KOLA

Na základě vypočtené teoretické obvodové rychlosti podavačů v_p a předběžně navrhnuté roztečné kružnice hnacího a hnaného kola D_{12t} , je možné určit předběžné otáčky těchto kol.

$$n_{kt} = \frac{60 \cdot v_{pt}}{\pi \cdot D_{12t}} = \frac{60 \cdot 0,5}{\pi \cdot 0,660} 14,469$$
$$n_{kt} = 14,469 \text{ s}^{-1} \quad (6.6)$$



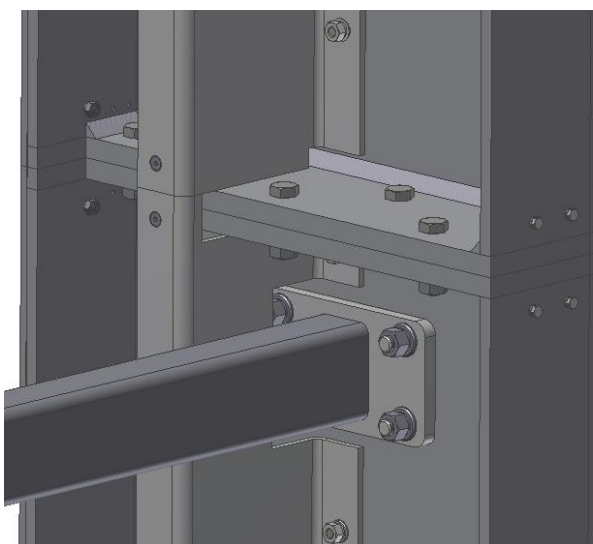
7 NÁVRH A KONSTRUKCE HLAVNÍCH PRVKŮ

Samotná konstrukce kontinuálního elevátoru je složena z jednotlivých celků a podsestav. V následujících podkapitolách budou postupně rozebrány, popsány a navrženy jeho základní části.

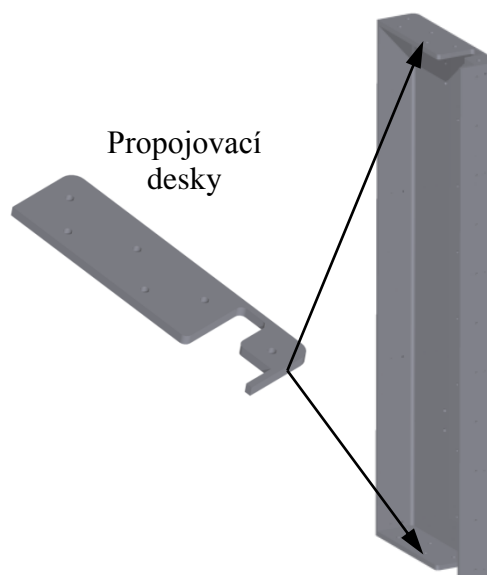
7.1 NÁVRH NOSNÉHO RÁMU

Rám elevátoru je hlavním nosným prvkem všech jeho částí a jednotlivých komponent. Je tvořen třemi bloky na každé straně, které jsou mezi sebou navzájem propojeny pomocí spojovacích prvků, viz. *Obr. 25*. Z důvodu lepší stability a celkové tuhosti, jsou fixovány příčnými drážky, viz. *Obr. 27*. Jeden blok se skládá z bočnice, která je řešena jako ohýbaný plech, k němuž za pomoci svarového spoje jsou připojeny propojovací desky - *Obr. 26*.

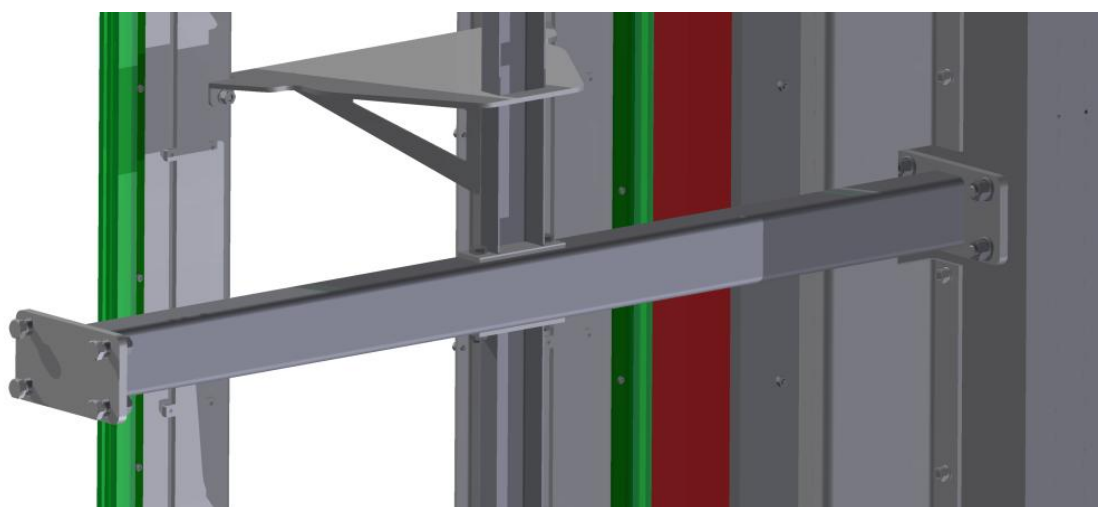
Polotovar bočnic a propojovacích desek je volen plech podle ČSN 42 5310, válcovaný za tepla, z konstrukční oceli se zaručenou svařitelností 1.0036 (11 373), dále už jen 1.0036.



Obr. 25 – Propojení bočnic pomocí spojovacích prvků



Obr. 26 – Svařenec bloku rámu

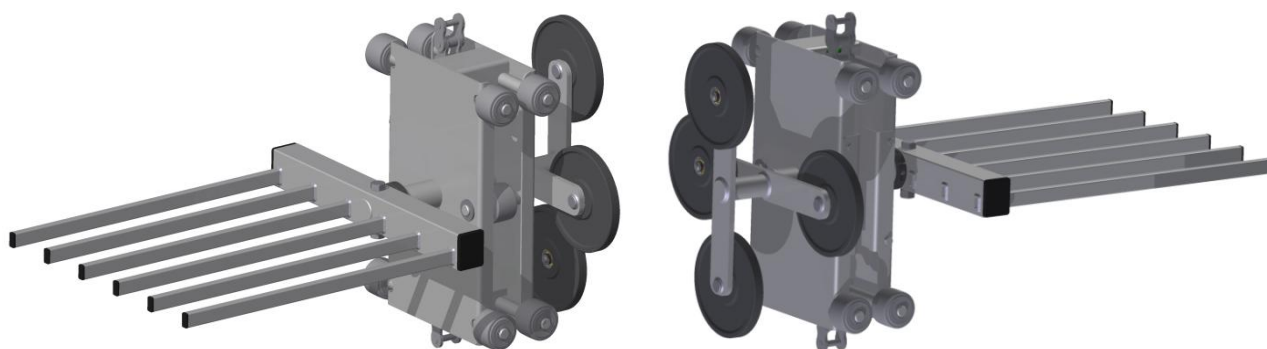


Obr. 27 – Fixování rámu pomocí příčných drážek

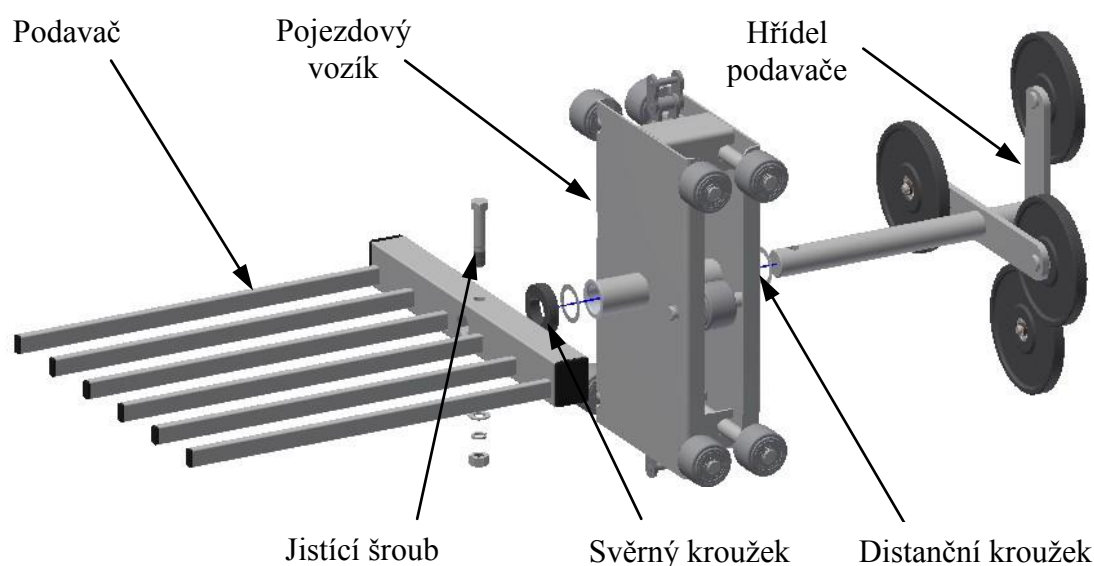


7.2 SOUSTAVA POJEZDOVÉHO CELKU

Pojezdový celek se skládá ze tří hlavních částí. Hlavní prvek tvoří pojezdový vozík, ve kterém je uložen hřídel s vodícími koly a podavačem. Vodící hřídel se volně otáčí v kluzných ložiscích pojezdového vozíku a proti vysunutí je z jedné strany zajištěn svěrným pojistným kroužkem. Na konci tohoto hřídele je uložen podavač, který proti vzájemnému pootočení s hřídelem zajišťuje jistící šroub. Sestavení a jednotlivé hlavní části pojezdového celku jsou zřetelné z Obr. 28 a Obr. 29.



Obr. 28 – Sestavení částí pojezdového celku



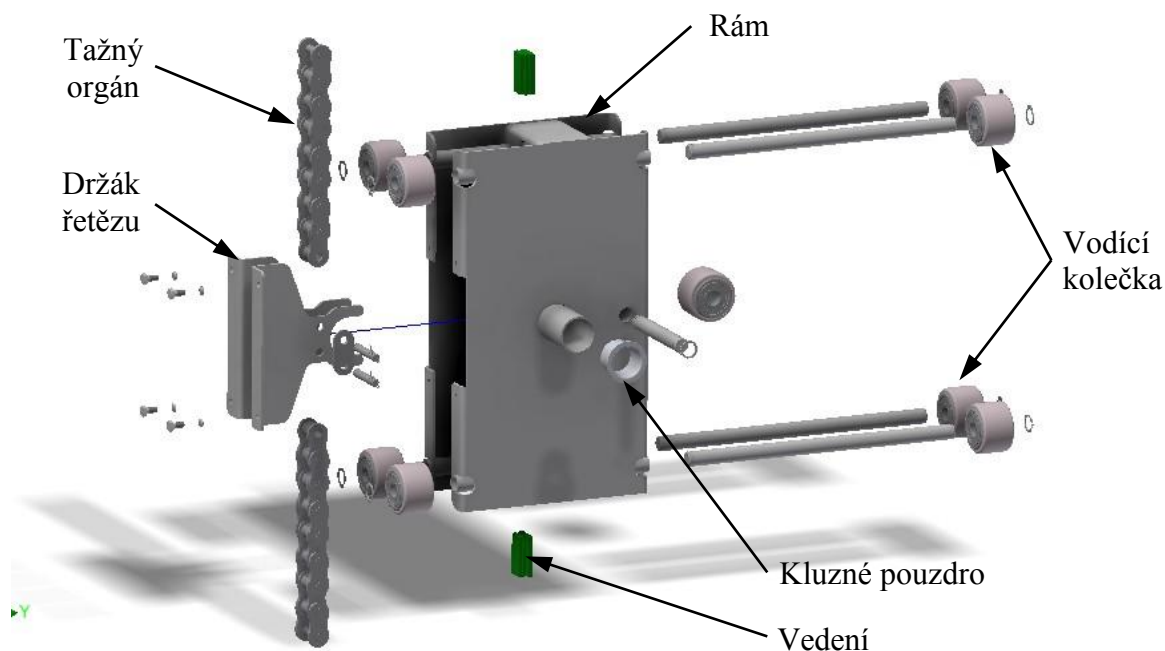
Obr. 29 – Rozložený pohled na pojezdový celek

V následujících podkapitolách budou detailněji rozebrány a popsány všechny tři hlavní zkonstruované části pojezdového celku, budou navrženy a zvoleny jejich normalizované komponenty. Vzhledem k tomu, že jednotlivé pojezdové celky budou zatěžovat tažný orgán, budou uvedeny jejich hmotnosti, které budou potřebné k následnému návrhu a kontrole tažného orgánu.



7.2.1 POJEZDOVÝ VOZÍK

Hlavní funkcí pojezdového vozíku je zamezit naklápění zboží a pohyb ve směru kolmém na směr hlavního pohybu. Pojezdový vozík je při pohybu za pomoci vodících kol vedený v jednotlivých bočních, horních a spodních vedeních. Je unášen tažným orgánem elevátoru, který jednotlivé pojezdové vozíky vzájemně propojuje.



Obr. 30 – Jednotlivé části pojezdového vozíku

Pojezdový vozík je tvořený základním rámem, ke kterému jsou uloženy jednotlivé prvky. Sestavení znázorňuje Obr. 30. Základní rám pojezdového vozíku je řešený jako svařovaná podestava z polotovarů – plechy dle ČSN 42 5310 a normalizovaných profilů. Použitý materiál je ocel se zaručenou svařitelností 1.0036.

Hlavními funkčními prvky jsou držák tažného orgánu, opěrné vedení, vodící kolečka pojezdového vozíku a kluzná pouzdra, ve kterých je uložený hřídel podavače.

VOLBA NORMALIZOVANÝCH DÍLŮ:

Vodící kolečka

Průměr a typ vodících pojezdových koleček je volen podle tloušťky plechu vedení, od firmy Blickle, z [8], str. 314, kola a kladky z litého polyamidu s vlastním kuličkovým ložiskem, typu GSPO 50/15K. Tento typ kol se vyznačuje extrémně vysokou nosností, velmi nízkým valivým a smykovým odporem a zejména tichým chodem. Typ a základní parametry vodícího kolečka znázorňuje Obr. 31.



Parametry vodícího kolečka:

- Průměr kola: $d_k = 50 \text{ mm}$
- Šířka kola: $b_r = 32 \text{ mm}$
- Průměr otvoru pro osu: $d_{ok} = 15 \text{ mm}$
- Upínací délka: $l_{ok} = 35 \text{ mm}$
- Nosnost kola: $n_k = 250 \text{ kg}$

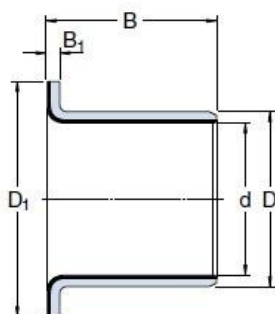
Obr. 31 – Polyamidové vodící kolo [8]

Dle [8], str. 314 je katalogové číslo zvoleného pojezdového kola: 745213

Vzhledem k tomu, že navržené vodící kolečka mají velkou únosnost $n_k = 250 \text{ kg}$ (voleny dle požadovaných rozměrů, ne podle zatížení), není potřeba tyto kola dále kontrolovat. Budou bezpečně snášet velikost zatížení a plnit svou funkci.

Kluzné pouzdro

Kluzná pouzdra k uložení hřídele podavače jsou volena od firmy SKF podle vnitřního průměru trubky pojezdového vozíku. Dle [13], str. 36, kompozitové kluzné ložisko s nerezovým pouzrem, osazené. Vyznačuje se bezúdržbovým provozem, vysokou únosností a nízkým třením. Typ a rozměry zvoleného kompozitového pouzdra zachycuje *Obr. 32*.



Parametry kluzného pouzdra:

- Průměr osazení: $D_1 = 42 \text{ mm}$
- Vnější průměr: $D = 34 \text{ mm}$
- Vnitřní průměr: $d = 30 \text{ mm}$
- Celková délka: $B = 26 \text{ mm}$
- Tloušťka osazení: $B_1 = 2 \text{ mm}$

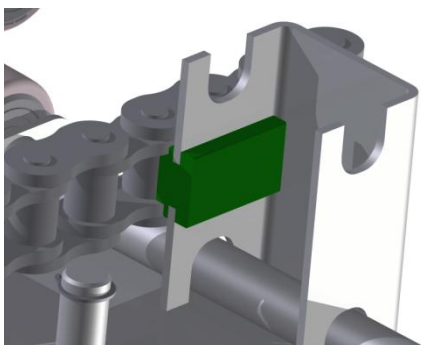
Obr. 32 – Kluzné pouzdro s kompozitem [13]

Dle [12], str. 36 je katalogové číslo zvoleného kluzného pouzdra: PCMF 303426 B

Vedení tažného orgánu

Vedení slouží jako dosedací plocha a vystředění tažného orgánu. Za pomoci drážek je vedení vsunuto do profilu rámu pojezdového vozíku – viz. *Obr. 32*. Vedení je voleno, od firmy Haberkorn Ulmer z [12], str. 9.8, polyethylenové vedení válečkového řetězu, typu 16B-1.

Dle [12], str. 9.8 je katalogové číslo zvoleného vedení: 553096



Obr. 32 – Uložení polyethylenového vedení k rámu pojezdového vozíku

Celková hmotnost pojezdového vozíku a jeho částí je určena z navrženého 3D modelu. Všem součástem v modelu jsou přiřazeny materiálové charakteristiky, jak ocelí, tak všech ostatních materiálů.

Hmotnost pojezdového vozíku je: $m_{pv} = 8,271 \text{ kg}$

7.2.2 HŘÍDEL PODAVAČE

Funkcí tohoto prvku je zabezpečit, aby přepravované zboží bylo neustále drženo v horizontální poloze. Hřídel spolu s rameny a čepy je tvořen jako svařovaná podsestava, k níž jsou za pomoci ložisek otočně uložena jednotlivá vodící kola podavače. Polotovary svařované podsestavy, ramena – plechy válcované za tepla, dle ČSN 42 5310; hřídel – tyče kruhové tažené za studena, dle ČSN 42 6510. Použitý materiál v obou případech ocel 1.0036. Vodící kola budou obráběná z univerzálního konstrukčního plastu – polyamid, označovaný jako PA6. Zalisovaná ložiska v těchto kolech budou zajištěna běžně používanými pojistnými kroužky dle ČSN 02 2930. Jednotlivé části hřídele podavače znázorňuje Obr. 33.



Obr. 33 – Části hřídele podavače



Ložiska vodících kol

Podle průměru navrženého čepu $d_{ch} = 10 \text{ mm}$, je voleno od firmy SKF, podle [14], str. 302, jednořadé kuličkové ložisko s tuhým mazivem, s dynamickou únosností $C_{lk} = 4,75 \text{ kN}$, o vnějším průměrem $D_l = 26 \text{ mm}$ a šířce $B_l = 8 \text{ mm}$

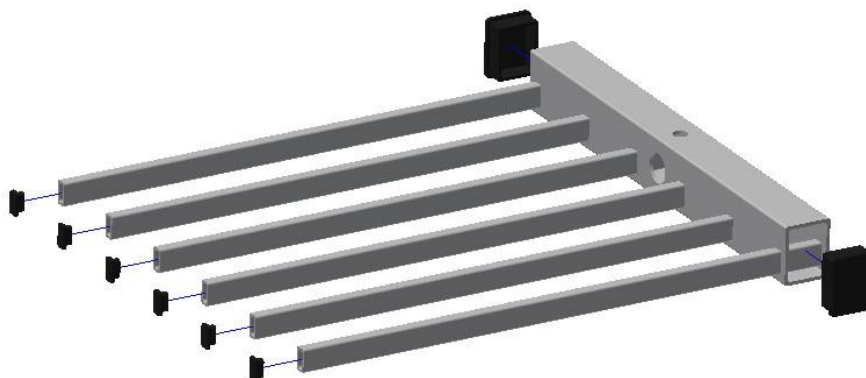
Dle [14] je označení zvoleného ložiska: *6000/W64

Z 3D modelu je hmotnost hřídele podavače a jeho částí: $m_{ph} = 4,131 \text{ kg}$

7.2.3 PODAVAČ

Při přepravě zboží podavač plní jednu z hlavních funkcí, odebírá a následně ukládá zboží v požadovaných výškách z dopravníků, které jsou připojeny k elevátoru. V tomto případě odebírá ze spodní gravitační tratě a ukládá na horní válečkovou trať. Rozměry jsou navrženy tak, aby zadaný typ přepravovaného zboží plně dosedal na jednotlivá ramínka podavače. Části podavače viz. *Obr. 34*. Celek je řešený jako svařenec z uzavřených profilů obdélníkového průřezu, podle ČSN 42 6936, jako materiál zvolena ocel 1.0036.

Pro zaslepení konců uzavřených profilů jsou voleny běžně dostupné polyethylenové ucpávky typu: $50 \times 40 \text{ mm}$ a $20 \times 10 \text{ mm}$.



Obr. 34 – Jednotlivé části podavače

Z 3D modelu je hmotnost podavače a jeho částí: $m_p = 3,959 \text{ kg}$

Sečtením hmotností jednotlivých částí je určena celková hmotnost pojezdového celku:

$$m_{pc} = m_{pv} + m_{ph} + m_p = 8,271 + 4,131 + 3,959 = 16,361$$

$$m_{pc} = 16,4 \text{ kg}$$

(7.1)



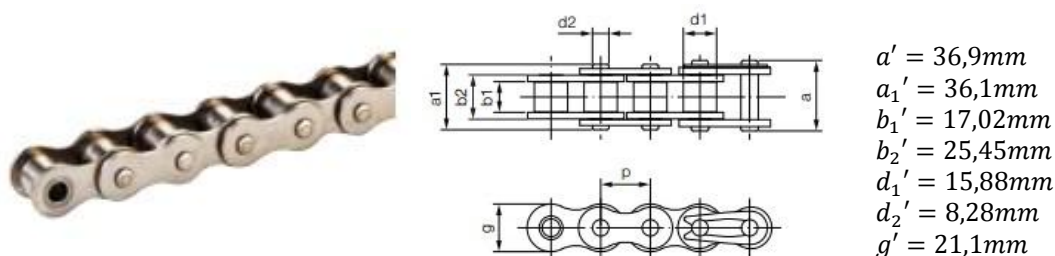
7.3 MECHANISMUS ZDVIHU

Mechanismus zdvihu kontinuálního elevátoru plní jednu z nejdůležitějších funkcí. V této kapitole bude zvolen tažný orgán s jeho úzce souvisejícími funkčními prvky. Bude navržen pohon tohoto mechanismu a na základě toho budou stanoveny skutečné parametry.

7.3.1 VOLBA HNACÍHO ORGÁNU

Typů tažných orgánů je v dnešní době celá řada, pro mechanismus zdvihu se však nejlépe nabízí použití klasického válečkového řetězu. Jako tažný orgán elevátoru je volen řetěz, dle normy DIN 8187, z [10], str. 5.41, jednořadý bezúdržbový řetěz “IWIS MEGAlife” typu 16B-1 ze zušlechtěné oceli.

Rozteč zvoleného řetězu je $p_{rp} = 25,4 \text{ mm}$ a délková hmotnost řetězu $m_{rp} = 2,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$. Ostatní parametry řetězu jsou zřejmé z Obr. 35.



Obr. 35 – Bezúdržbový válečkový řetěz 16B-1 [10]

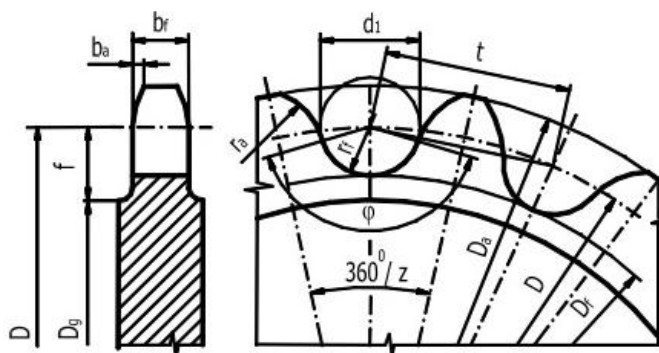
Dle [10], str. 5.41 je katalogové číslo navrženého řetězu: 564301

7.3.2 NÁVRH ŘETĚZOVÝCH KOL

Podle zvoleného tažného orgánu - válečkový řetěz 16B-1, je volen typ a rozměry řetězových kol. Převodový poměr mechanismu je 1:1, z čehož vyplývá, že obě řetězová kola budou mít stejné parametry.

Rozměry ozubení řetězových kol jsou dány typem použitého řetězu a vychází z normy ČSN 01 4811 dle [1]. Materiál vyráběných řetězových kol volím z [1], str. 235 dle ČSN EN ocel 1.0203 (12 050).

Základní rozměry řetězových kol jsou patrné z Obr. 36.



Obr. 36 – Rozměry řetězového kola [1]



Výpočet rozměrů řetězových kol proveden dle normy ČSN 01 4811.

Výpočet skutečné roztečné kružnice D_{12r} :

Počet zubů obou řetězových kol volím: $z_{12} = 82$

$$D_{12r} = \frac{p_{rp}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_{12}}\right)} = \frac{25,4}{\sin\left(\frac{180^\circ}{82}\right)} = 663,138$$

$$D_{12r} = 663,1 \text{ mm} \quad (7.2)$$

Poloměr dna zubní mezery r_f :

$$r_f = 0,505 \cdot d'_1 = 0,505 \cdot 15,880 = 8,019$$

$$r_f = 8,02 \text{ mm} \quad (7.3)$$

Poloměr boku zubu r_a :

$$r_a = 0,12 \cdot d'_1 \cdot (z_{12} + 2) = 0,12 \cdot 15,880 \cdot (82 + 2) = 160,070$$

$$r_a = 160,1 \text{ mm} \quad (7.4)$$

Průměr hlavové kružnice D_a :

$$D_a = D_{12r} + 0,5 \cdot d'_1 = 663,138 + 0,5 \cdot 15,880 = 671,078$$

$$D_a = 671,1 \text{ mm} \quad (7.5)$$

Průměr patní kružnice D_f :

$$D_f = D_{12r} - 2 \cdot r_f = 663,138 - 2 \cdot 8,019 = 647,099$$

$$D_f = 647,1 \text{ mm} \quad (7.6)$$

Úhel otevření φ :

$$\varphi = 120^\circ - \frac{90^\circ}{z_{12}} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{82} = 118,902$$

$$\varphi = 118,9^\circ \quad (7.7)$$

Rozdíl poloměru roztečné kružnice a věnce f_r :

$$f_r = 0,7 \cdot p_{rp} = 0,7 \cdot 25,4 = 17,780$$

$$f_r = 17,8 \text{ mm} \quad (7.8)$$

Průměr věnce řetězového kola D_g :

$$D_g = D_{12r} - 2 \cdot f_r = 663,138 - 2 \cdot 8,019 = 627,578$$

$$D_g = 627,6 \text{ mm} \quad (7.9)$$

Hodnota zaoblení zubu b_a :

$$b_a = 0,12 \cdot d'_1 = 0,12 \cdot 15,880 = 1,906$$

$$b_a = 1,9 \text{ mm} \quad (7.10)$$

Poloměr zaoblení zubu r_x :

$$r_x = 1,5 \cdot d'_1 = 1,5 \cdot 15,880 = 23,822$$

$$r_x = 23,8 \text{ mm} \quad (7.11)$$

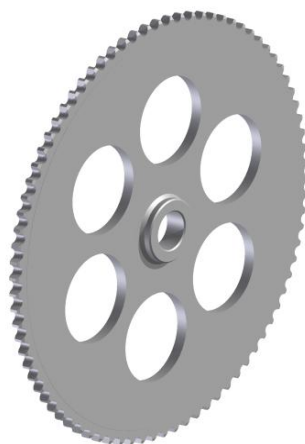


Šířka zubu řetězového kola b_{f1} :

$$b_{f1} = 0,91 \cdot b'_1 = 0,91 \cdot 17,02 = 15,488$$

$$b_{f1} = 15,5 \text{ mm}$$

(7.12)

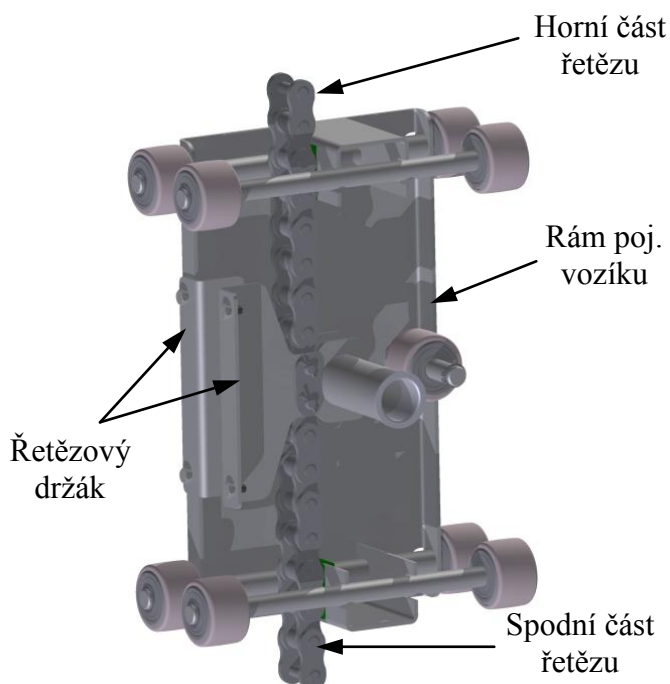


Obr. 37 – Navržené řetězové kolo

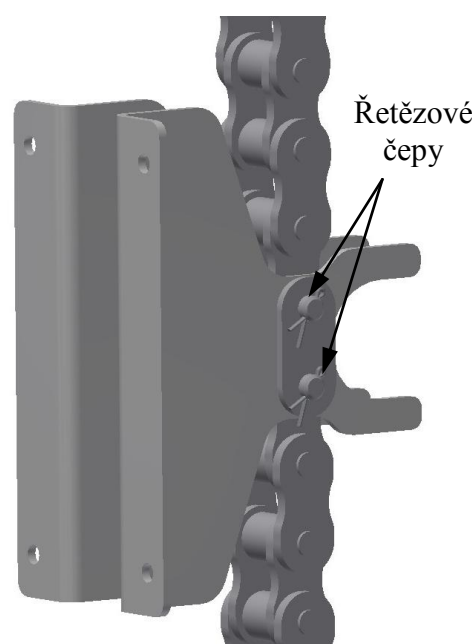
Návrh řetězového kola je patrný z Obr. 37. Z důvodu velké hmotnosti bylo kolo odlehčeno otvory po obvodu. Velká tíha řetězového kola by zbytečně radiálně zatěžovala výstupní hřídel převodovky hnacího elektromotoru. Hmotnost obou kol byla tímto snížena o 11 kg, hmotnost je nyní: $m_{rk} = 31,1 \text{ kg}$.

7.3.3 VÝPOČET DÉLKY ŘETĚZU

Řetěz obepínající hnací a hnané řetězové kolo, není tvořen jako jeden celek, ale je rozdělený na stejné délky, které propojují jednotlivé pojezdové vozíky. Při navrhování těchto délek je nutné brát v úvahu, aby byly zachovány rozteče jednotlivých podavačů.



Obr. 38 – Uchycení řetězů k pojezdovému vozíku



Obr. 39 – Detail řetězového držáku



Propojení řetězů s pojezdovým vozíkem je patrné z *Obr. 39*, konce dvou řetězů spojuje řetězový držák, ve kterém je řetěz zajištěn řetězovými čepy a pomocí šroubů je připojený k rámu pojezdového vozíku – viz. *Obr. 38*. Rozteč těchto čepů musí být stejná jako rozteč zvoleného typu řetězu, tedy $p_{řp} = 25,4 \text{ mm}$.

Pro výpočet počtu článků jednotlivých řetězových částí a následných skutečných délek je nutné znát skutečnou délku celého řetězu. Tuto délku určuje osová vzdálenost řetězových kol H_O a průměr skutečné roztečné kružnice D_{12r} .

$$l_{řc} = 2 \cdot H_O + \pi \cdot D_{12r} = 2 \cdot 3417 + \pi \cdot 663,1 = 8917,309$$

$$l_{řc} = 8917,3 \text{ mm} \quad (7.13)$$

Následným výpočtem, ze znalosti celkové délky řetězu $l_{řc}$, rozteče zvoleného řetězu $p_{řp}$ a počtu řetězových částí je určen počet článků jedné řetězové části:

$$l_{řp} = 6 \cdot X_{pt} \cdot p_{řp} \rightarrow X_{pt} = \frac{l_{řc}}{6 \cdot p_{řp}} = \frac{8917,3}{6 \cdot 25,4} = 58,513$$

$$X_{pt} = 58,5 \quad (7.14)$$

Vypočtený teoretický počet článků jedné řetězové části X_{pt} je zaokrouhlen z důvodu postupného prodlužování řetězu na nejbližší nižší celé číslo, počet článků řetězu tedy odpovídá:

$$X_p = 58$$

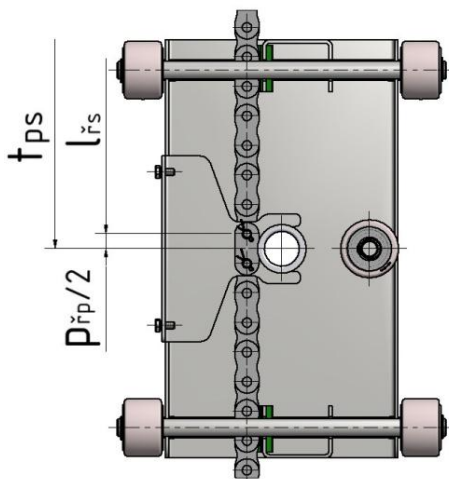
Z počtu celých článků je jednoduše určena délka řetězu jedné řetězové části:

$$l_{řs} = X_p \cdot p_{řp} = 58 \cdot 25,4 = 1473,200$$

$$l_{řs} = 1473,2 \text{ mm} \quad (7.15)$$

7.3.4 URČENÍ SKUTEČNÉ ROZTEČE MEZI PODAVAČI

Skutečnou rozteč mezi podavači, určuje délka jedné řetězové části $l_{řs}$ a rozteč dalšího článku řetězu $p_{řp}$, který je zahrnutý v držáku řetězů dvou po sobě následujících pojezdových vozíků. Tyto rozměry jsou patrné z *Obr. 40*.



Obr. 40 – Rozteč pojezdových vozíků



$$t_{ps} = l_{\check{r}s} + p_{\check{r}p} = 1473,2 + 25,4 = 1495,600$$

$$t_{ps} = 1498,6 \text{ mm} \quad (7.16)$$

7.3.5 VÝPOČET SKUTEČNÉ OSOVÉ VZDÁLENOSTI

Přepočtem předběžných rozměrů na skutečné, zejména skutečné roztečné kružnice řetězových kol D_{12r} a skutečné rozteče mezi jednotlivými podavači t_{ps} , se změní osová vzdálenost řetězového převodu. Je vycházeno ze vzorce pro výpočet délky řetězu mezi dvěma řetězovými koly:

$$l_{\check{r}} = 2 \cdot H_{Os} + 2 \cdot \left(\frac{\pi + D_{12r}}{2} \right) \rightarrow H_{Os} = \frac{6 \cdot t_{ps} - \pi \cdot D_{12r}}{2} \quad (7.17)$$

Dosazením:

$$H_{Os} = \frac{1}{2} \cdot (6 \cdot t_{ps} - \pi \cdot D_{12r}) = \frac{1}{2} \cdot (6 \cdot 1498,6 - \pi \cdot 663,1) = 3454,145$$

$$H_{Os} = 3454 \text{ mm} \quad (7.18)$$

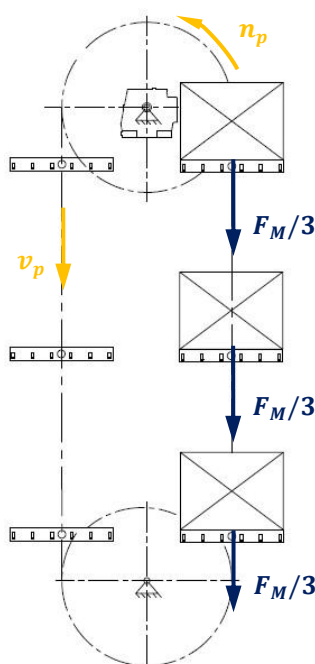
7.4 VÝPOČET POHONU ZDVIHU

7.4.1 VÝPOČET TEORETICKÉHO VÝKONU MOTORU

Teoretický výkon je určen vztahem:

$$P_{pteor} = F_M \cdot v_{pt} \quad (7.19)$$

Zatěžující síla F_M potřebná pro výpočet tohoto výkonu, je závislá na hmotnostech jednotlivého zboží v pravé větvi elevátoru. Hmotnosti pojezdových celků se z důvodu symetrie vzájemně vyruší. Zatížení znázorňuje schéma na Obr. 41.



Obr. 41 – Znázornění síly od jednotlivého zboží



Síla působící v pravé větvi:

$$F_M = 3 \cdot m_k \cdot g = 3 \cdot 20 \cdot 9,81 = 588,399$$

$$F_M = 588,4 \text{ N} \quad (7.20)$$

Dosazením do (7.19) je dána hodnota teoretického výkonu:

$$P_{pteor} = F_M \cdot v_{pt} = 588,4 \cdot 0,5 = 294,200$$

$$P_{pteor} = 294 \text{ W} = 0,294 \text{ kW} \quad (7.21)$$

7.4.2 REDUKOVANÝ VÝKON

Pro výpočet redukovaného výkonu je nutno určit několik doprovodných koeficientů, podle kterých bude tento výkon redukován. Tyto koeficienty zahrnují některé provozní podmínky řetězu a budou voleny podle [17].

Vztah pro výpočet redukovaného výkonu:

$$P_{pR} = \frac{P_{pteor}}{(\kappa \cdot \mu_2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_v)} \quad (7.22)$$

Kde:

κ - součinitel výkonu, ze str. 7, tab. B je pro převodový poměr 1:1, střední hodnotu rázu

$Y = 3$ a počet zubů hnacího řetězového kola větší než 25, hodnota $\kappa = 0,7$

μ_2 - součinitel mazání, pro tukové mazání volím hodnotu $\mu_2 = 1$

ϕ_p - součinitel provedení pro řetěz, ze str. 8 pro řetězy dle ČSN 02 3311 je $\phi_p = 1$

σ_v - součinitel vzdálenosti os, ze str. 8 podle osové vzdálenosti $H_0 = 3417 \text{ mm}$ je $\sigma_v = 1,3$

Dosazením do původního vztahu (7.22):

$$P_{pR} = \frac{P_{pteor}}{(\kappa \cdot \mu_2 \cdot \phi_p \cdot \sigma_v)} = \frac{294}{0,7 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,3} = 323,077$$

$$P_{pR} = 323 \text{ W} = 0,323 \text{ kW} \quad (7.23)$$

7.4.3 SKUTEČNÝ VÝKON MOTORU

Skutečný výkon pohonu kontinuálního elevátoru je určen dělením redukovaného výkonu P_{pR} reciprokou hodnotou účinnosti řetězového převodu η_p . Dle [2], str. 365 je účinnost až 98%. U tohoto řetězového převodu je volena hodnota účinnosti $\eta_p = 0,9$.

$$P_{pskut} = \frac{P_{pR}}{\eta_p} = \frac{323}{0,9} = 358,889$$

$$P_{pskut} = 359 \text{ W} = 0,359 \text{ kW} \quad (7.24)$$



7.4.4 VÝPOČET JMENOVITÝCH OTÁČEK NA VÝSTUPU Z PŘEVODOVKY

Pro určení potřebných otáček na výstupu z převodovky elektromotoru je vycházeno z úhlové rychlosti hnacího řetězového kola a pomocí ní následně vypočteny potřebné výstupní otáčky převodovky.

Úhlová rychlost řetězového kola:

$$\omega_{řk} = \frac{2 \cdot v_{pt}}{D_{12r}} = \frac{2 \cdot 0,5}{0,663} = 1,508$$

$$\omega_{řk} = 1,508 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (7.25)$$

Následně potřebné otáčky:

$$n_p = \frac{60 \cdot \omega_{řk}}{2 \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 1,508}{2 \cdot \pi} 14,400$$

$$n_p = 14,4 \text{ min}^{-1} \quad (7.26)$$

7.4.5 VÝPOČET JMENOVITÉHO KROUTICÍHO MOMENTU

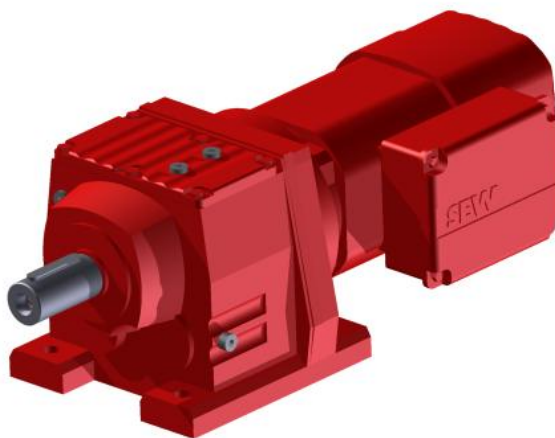
Krouticí moment je určen ze vzorce pro skutečný výkon motoru:

$$P_{pskut} = M_{kp} \cdot \omega_{řk} \rightarrow M_{kp} = \frac{P_{pskut}}{\omega_{řk}}$$

$$M_{kp} = \frac{P_{pskut}}{\omega_{řk}} = \frac{359}{1,508} = 238,064$$

$$M_{kp} = 238 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (7.27)$$

Dle výše vypočtených parametrů P_{pskut} , M_{kp} , n_p je volen z [5], str. 181 standardní čelní převodový motor s brzdou od firmy SEW-Eurodrive, s katalogovým označením R57DRS71M4BE1.



Obr. 42 – Navržený pohon kontinuálního elevátoru



Parametry elektromotoru:

Výkon elektromotoru:	$P_{ep} = 0,55 \text{ kW}$
Otáčky elektromotoru:	$n_{ep} = 1380 \text{ min}^{-1}$
Výstupní otáčky:	$n_{mp} = 14 \text{ min}^{-1}$
Krouticí moment:	$M_{kmp} = 375 \text{ N} \cdot \text{m}$
Maximální radiální síla:	$F_{Rmp} = 7390 \text{ N}$
Převodový poměr:	$i_{mp} = 98,99$
Celková hmotnost:	$m_{mp} = 29,6 \text{ kg}$

Potřebný výkon pohonu byl vypočten pouze pro statickou silovou složku F_M . Při výběru pohonu zdvihu byl uvažován jeho výkon o něco vyšší, z důvodu působení setrvačných účinků při rozjezdu elevátoru.

Z důvodu velkého krouticího momentu navrženého pohonu, v porovnání s vypočteným, není nutno kontrolovat pohon na rozběh. Navržený pohon bude schopen bezpečně uvést do pohybu přepravované zboží.

7.4.6 VÝPOČET A POROVNÁNÍ SKUTEČNÉ DOPRAVNÍ RYCHLOSTI SE ZVOLENOU

Elektromotor byl zvolen z katalogu výrobce [5] dle výše vypočtených parametrů. Skutečné výstupní otáčky se liší, je nutné tyto otáčky přepočítat na skutečnou obvodovou rychlost a určit rozdíl mezi nimi.

Skutečná obvodová rychlost:

$$v_{psk} = \pi \cdot D_{12r} \cdot n_{mp} = \pi \cdot 0,663 \cdot 14 = 0,486$$

$$v_{psk} = 0,486 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (7.28)$$

$$\text{Rozdíl}_p = \left(\frac{v_{psk}}{v_k} \cdot 100 \right) - 100 = \left(\frac{0,486}{0,5} \cdot 100 \right) - 100$$

$$\text{Rozdíl}_p = -2,8 \% \quad (7.29)$$

Skutečná rychlost je o 2,8% nižší než zvolená, po konzultaci s firmou Atrima bylo zhodnoceno, že navržený pohon, resp. obvodová rychlost je vyhovující a není třeba dalšího převodu ke zvýšení hodnoty skutečné rychlosti.

7.4.7 SKUTEČNÝ ČAS MEZI PODAVAČI

V doplněném zadání této diplomové práce byl zadán dopravní výkon zařízení $Q = 1200 \text{ ks/hod}$, z čehož plyne, že každé $t = 3 \text{ s}$ má odjíždět od elevátoru jedno zboží. Dle zvolené obvodové rychlosti v_k byly vypočteny parametry pro volbu převodovky a převodovka dle požadovaného katalogu zvolena.



Nyní podle vypočtené rozteče mezi podavači t_{ps} a skutečné obvodové rychlosti v_{psk} bude ověřeno, jak se tento dopravní čas změnil. Reálný čas je určen:

$$t_{real} = \frac{t_{ps}}{v_{psk}} = \frac{1,498}{0,486} = 3,082$$

$$t_{real} = 3,082 \text{ s} \quad (7.30)$$

$$Rozdíl_t = 100 - \left(\frac{t_{real}}{t} \cdot 100 \right) = 100 - \left(\frac{3,082}{3} \cdot 100 \right)$$

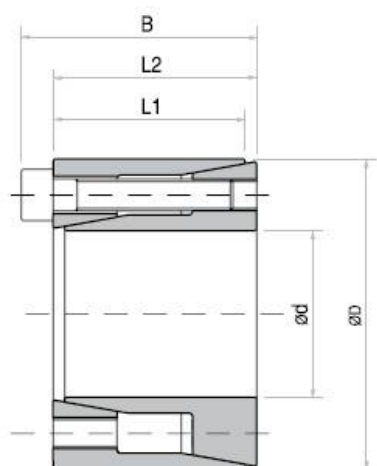
$$Rozdíl_t = -2,73 \% \quad (7.31)$$

Z výpočtu vyplývá, že reálný čas t_{real} , tzn. časová prodleva mezi jednotlivým přepravujícím zbožím je o 2,73% nižší. Hodnota konzultována s firmou Atrima, časová prodleva mezi jednotlivým přepravujícím zbožím je vyhovující.

7.5 UCHYCENÍ ŘETĚZOVÝCH KOL

Řetězová kola mechanismu zdvihu kontinuálního elevátoru budou k výstupnímu hřídeli pohonu uchycena svěrným spojem pomocí svěrných pouzder. Spojení tohoto typu má oproti přenosu krouticího momentu perem značné výhody. Dokáže přenášet velké krouticí momenty, odpadá oslabení průřezu hřídele o hloubku drážky pro pero a má značnou výhodu v montáži – odpadá závislost na poloze drážky pro pero.

Svěrné spojky jsou voleny od firmy T.E.A. Technik s.r.o. z [15], str. 195 dle průměru výstupního hřídele převodovky $d_{hp} = 35 \text{ mm}$, samostředící svěrné pouzdro typu TLK 350. Zvolené svěrné pouzdro a jeho parametry jsou zřetelné z Obr. 43. Uložení řetězového kola k výstupnímu hřídeli znázorňuje Obr. 44.



Parametry svěrného pouzdra:

Vnější průměr:	$D_s = 60 \text{ mm}$
Vnitřní průměr:	$d_s = 35 \text{ mm}$
Sevřená délka:	$L_{1s} = 30 \text{ mm}$
Nesevřená délka:	$L_{2s} = 31 \text{ mm}$
Délka včetně šroubů:	$B_{2s} = 31 \text{ mm}$

Obr. 43 – Rozměry svěrného pouzdra [15]

Při použití svěrných pouzder se vytváří měrné napětí mezi vnějším průměrem svěrného pouzdra a otvorem náboje. Toto napětí se mění v závislosti na délce a tvaru náboje [15]. Podle postupu dle [15], str. 203, je určen minimální možný průměr náboje řetězového kola:

$$DM_{min} = D_s \cdot K_N \quad (7.32)$$

Nejdříve je nutné vypočítat návrhový součinitel K_N , závislý na měrném tlaku v náboji a faktoru C , zohledňující typ pouzdrů. Návrhový součinitel je určen vztahem:

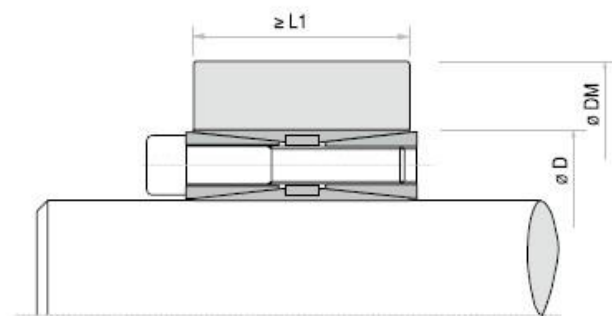
$$K_N = \sqrt{\frac{\sigma_{02} + (C \cdot P_n)}{\sigma_{02} - (C \cdot P_n)}} \quad (7.33)$$

Kde:

σ_{02} - mez kluzu, z [15], str. 204 pro materiál řetěz. kola 12 050 je $\sigma_{02} = 270 \text{ MPa}$

P_n - měrný tlak v náboji, z [15], str. 195 pro zvolený typ pouzdra je $P_n = 102 \text{ Pa}$

C - faktor šířky a tvaru náboje, dle zvoleného typu – viz. Obr. 43 je $C = 1$



Obr. 44 – Svěrné pouzdro spolu s nábojem a hřídelem [15]

Dosazením do (7.33) je dán návrhový součinitel:

$$K_N = \sqrt{\frac{\sigma_{02} + (C \cdot P_n)}{\sigma_{02} - (C \cdot P_n)}} = \sqrt{\frac{270 \cdot 10^6 + (1 \cdot 102)}{270 \cdot 10^6 - (1 \cdot 102)}} = 1,488$$

$$K_N = 1,488 \quad (7.34)$$

Dosazením do vzorce pro minimální průměr náboje řetězového kola (7.32):

$$DM_{min} = D_s \cdot K_N = 0,060 \cdot 1,488 = 0,089$$

$$DM_{min} = 0,090 \text{ m} = 90 \text{ mm} \quad (7.35)$$

Zvolený průměr náboje řetězového kola je $DM_z = 100 \text{ mm}$

Kontrolou: $DM_{min} = 90 \text{ mm} \leq DM_z = 100 \text{ mm} \sim \text{vyhovuje}$

Dle [15], str. 195 je katalogové číslo navrženého pouzdra: TLK 350 - 35 x 60



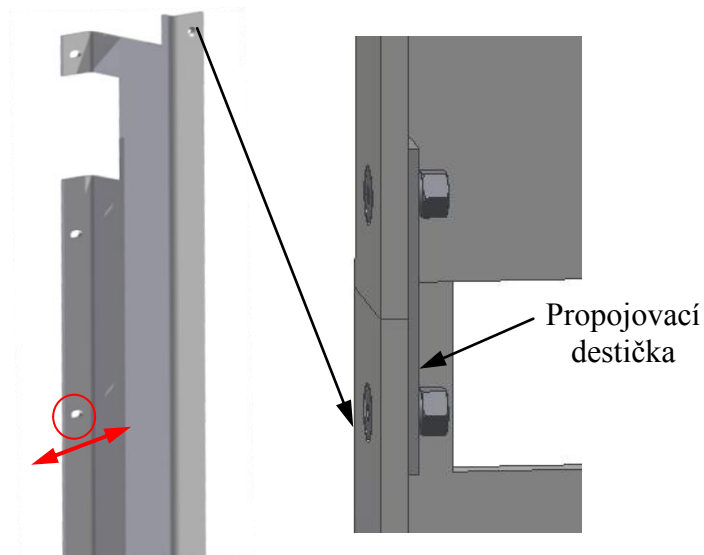
7.6 NÁVRH JEDNOTLIVÝCH DRUHŮ VEDENÍ

Všechny druhy vedení kontinuálního elevátoru jsou jeho nedílnou součástí, bez nichž by zařízení nemohlo splňovat základní principy a funkci systému „páternoster“. Slouží proto jako vodící prvky pojezdových celků, zejména rotujících pojezdových vozíků a vodících kol jednotlivých hřídelů podavače.

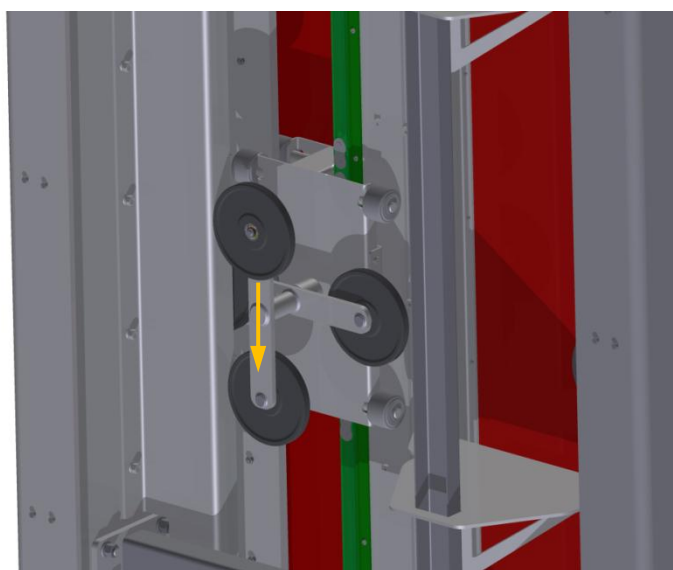
7.6.1 BOČNÍ VEDENÍ

Boční vedení, stejně jako nosný rám elevátoru je tvořen třemi bloky na každé straně, které jsou mezi sebou vzájemně propojeny pomocí spojovacích destiček. Vedení jsou stavitelně uchycena pomocí šroubů k bočnicím nosného rámu. Konstrukci vedení a jejich propojení znázorňuje *Obr. 45*.

Polotovarem je plech, dle normy ČSN 42 5310, jako materiál zvolena konstrukční ocel 1.0036.



Obr. 45 – Konstrukce bočního vedení



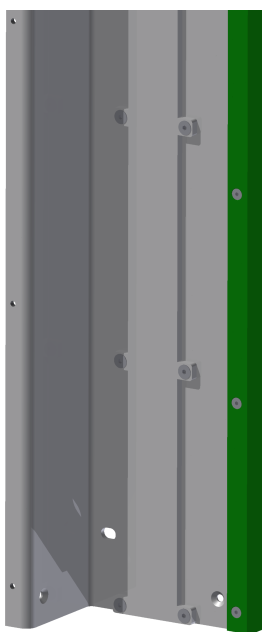
Obr. 46 – Vedení vodících kol hřídele podavače po bočním vedení



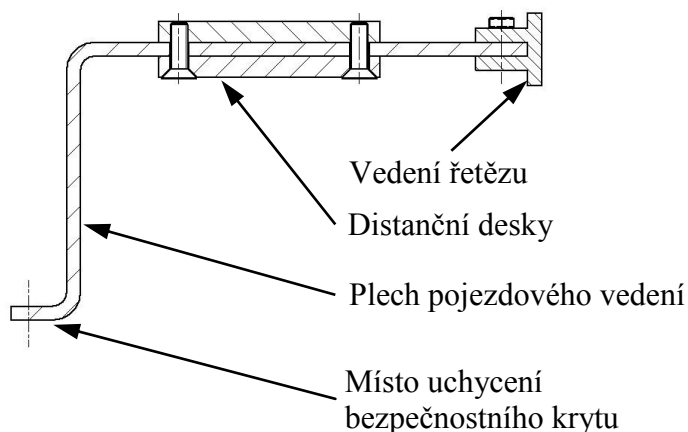
7.6.2 VEDENÍ POJEZDOVÉHO VOZÍKU

Tento typ vedení slouží k zamezení jednotlivých pohybů pojezdového vozíku. Vedení se skládá z plechu pojezdového vedení, k němuž jsou pomocí šroubů připojeny distanční desky a vedení řetězu - vysvětluje *Obr. 47*. Tloušťky distančních desek jsou optimalizovány podle rozchodu vodících koleček pojezdového vozíku.

Mimo vedení pojezdového vozíku a jeho částí bude tento typ vedení sloužit k uchycení předního bezpečnostního krytu. Plech pojezdového vedení je řešený jako ohýbaná součást, polotovár dle normy ČSN 42 5310, materiál ohýbaného plechu i distančních desek je konstrukční ocel 1.0036.



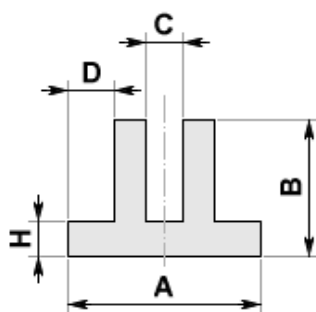
Obr. 47 – Pohled na vedení pojezdového vozíku



Obr. 48 – Příčný řez vedením, jeho částí

Vedení tažného orgánu

Vedení řetězu zabraňuje pohybu pojezdového vozíku ve směru osy „x“ (viz. kapitola 5.1). Typ a provedení je volen podle tloušťky plechu pojezdového vedení $t_{pv} = 4 \text{ mm}$ a rozměrů navrženého řetězu. Od firmy Belt plast s.r.o., podle [17], kluzná vedení a profily - profil typu NTT. Materiál profilu uváděný dle [17] – Belta S 1000, vyznačující se samomaznými a kluznými vlastnostmi.



Parametry vedení:

$$A = 21 \text{ mm}$$

$$B = 19 \text{ mm}$$

$$C = 4 \text{ mm}$$

$$D = 4,5 \text{ mm}$$

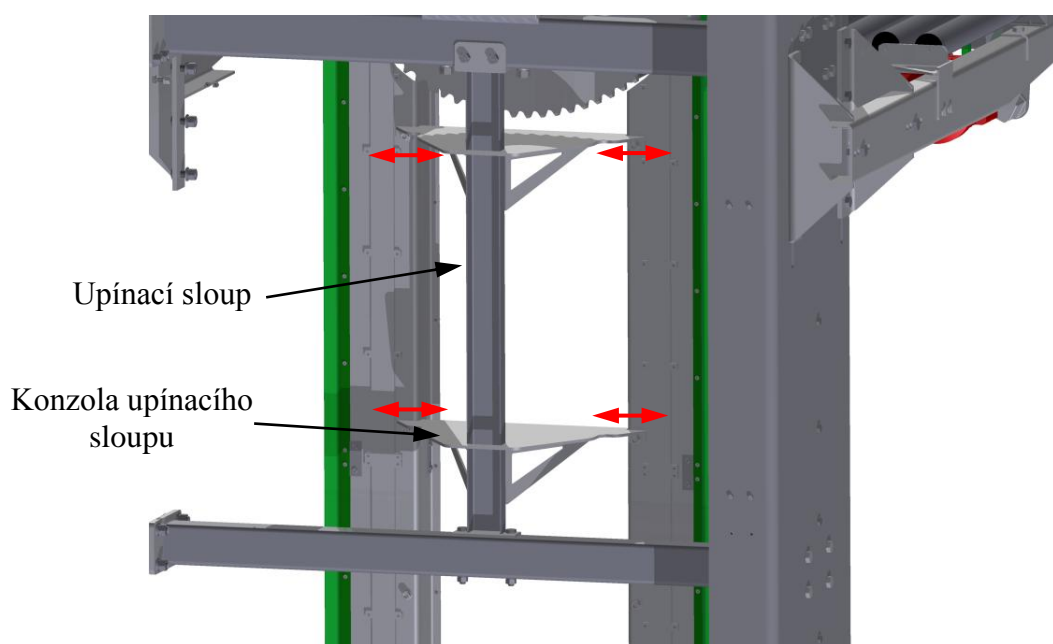
$$H = 4 \text{ mm}$$

Obr. 49 – Rozměry vedení řetězu [17]

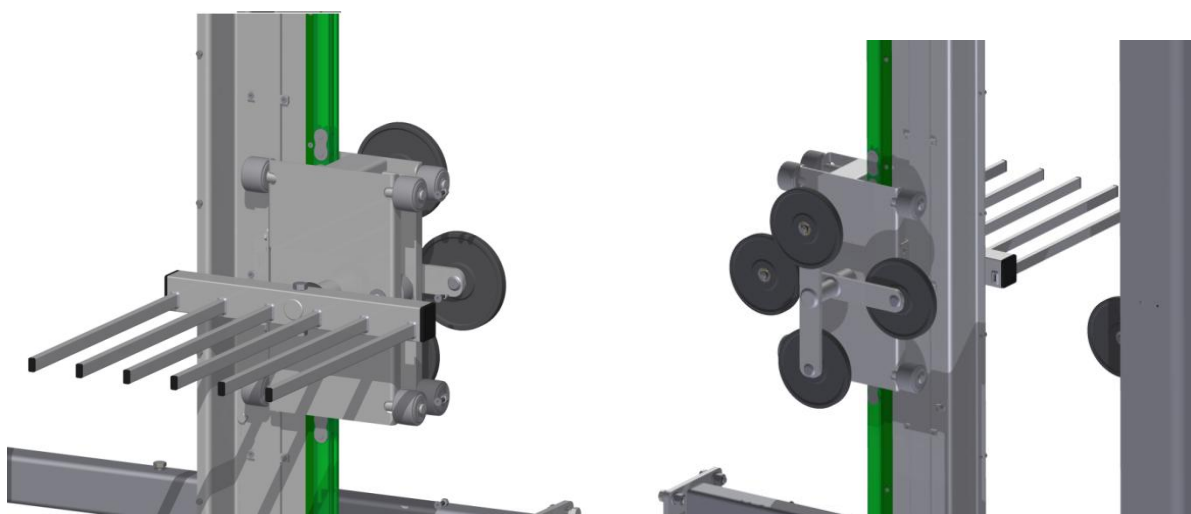


Dle [17], je katalogové číslo zvoleného vedení: NTT-21-2

Vedení pojezdového vozíku, stejně jako nosný rám a boční vedení, je tvořeno třemi navzájem propojenými bloky na každé straně. Uchycení obou stran vedení je realizováno pomocí upínacích sloupů, které jsou uchyceny k příčným držákům nosného rámu – viz. *Obr. 50*. Uložení plechů pojezdového vedení ke konzolám sloupků je stavitelné, je zde tedy možnost při montáži vymežit případnou vůli mezi pojezdovým vozíkem a vedením. Vedení spolu s pojezdovým vozíkem znázorňuje *Obr. 51*.



Obr. 50 – Uchycení vedení pomocí upínacího sloupku



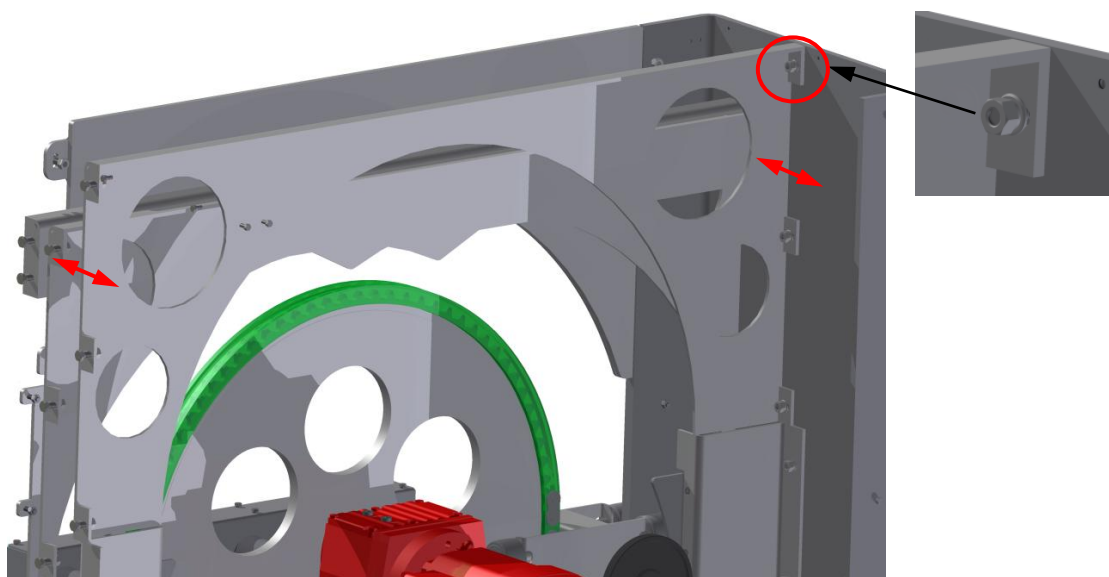
Obr. 51 – Pohled zepředu a zezadu na vedení spolu s pojezdovým vozíkem



7.6.3 HORNÍ A SPODNÍ VEDENÍ

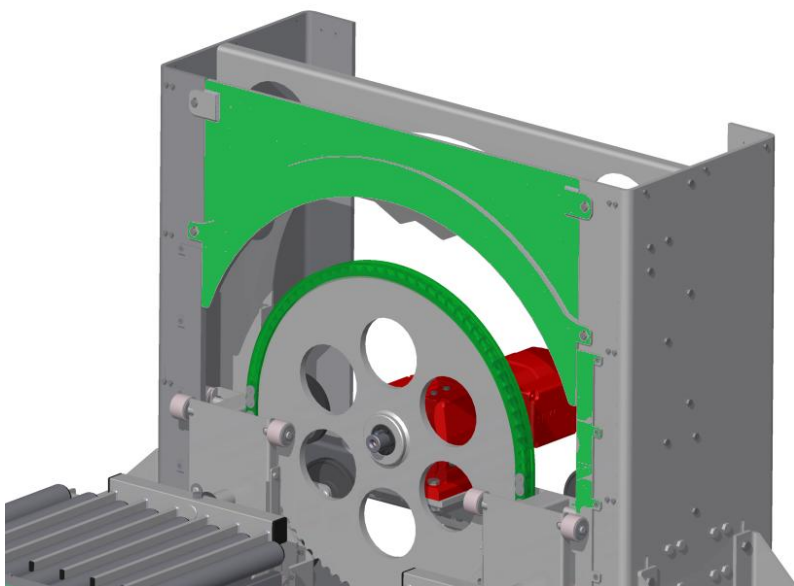
Horní a spodní vedení, po kterém se odvalují vodící kola hřídele podavače, zabezpečují, aby přepravované zboží bylo neustále ve vodorovné poloze. Vedení se skládá ze tří částí, kde každá z částí vede jednotlivá pojezdová kola (*popis v kapitole 5.1*). Rádusy jednotlivých částí jsou navrženy přesně podle trajektorie, kterou tangenciálně opisují pojezdová kola.

Vedení jsou pomocí destiček – viz. *Obr. 52* uchycena z obou dvou stran k bočnicím nosného rámu. Pro zvýšení tuhosti jsou řešeny jako ohýbaná součást (v horní části lem), polotovary všech vedení dle ČSN 42 5510. Vzhledem k tomu, že destičky jsou k plechu vedení spojeny svařovým spojem, jako materiál obou dvou částí je volena ocel 1.0036.



Obr. 52 – Pohled na horní vedení, stavitelnost

Při montáži bude nutné nastavit všechny tři části na středy vodících kol hřídele podavače, z tohoto důvodu jsou destičky opatřeny drážky, pomocí kterých je případně možné tento vzniklý problém eliminovat, detail *Obr. 52*.



Obr. 53 – Pohled na vedení čelní



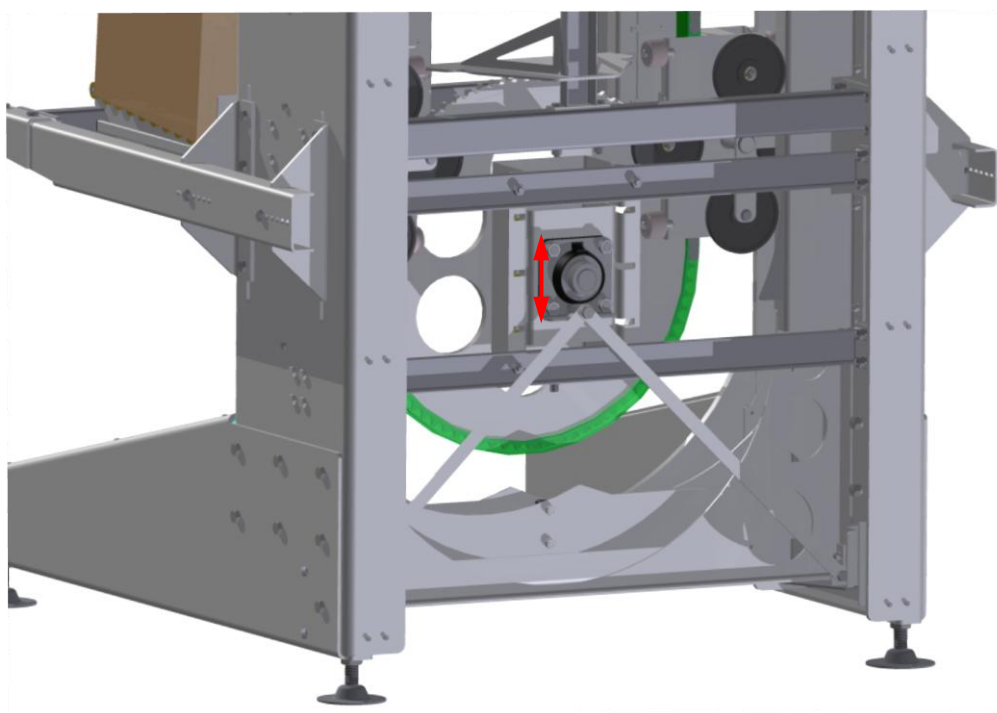
Další částí horního vedení je vedení čelní – viz. *Obr. 53 (znázorněno zelenou barvou)*, které z jedné strany vede pojezdový vozík, otáčející se spolu s řetězovým kolem.

Vedení je uchycené opět k nosnému rámu, použitý polotovár a materiál jsou stejné jako v předchozím případě.

7.7 SYSTÉM NAPÍNÁNÍ

Během provozu elevátoru je potřeba zabezpečit dostatečné napnutí tažného řetězu. Jelikož může být řetěz zatěžován v obou směrech otáčení řetězových kol, je tedy nutné jej navrhnout tak, aby zabezpečil jeho napnutí v obou pracovních stavech.

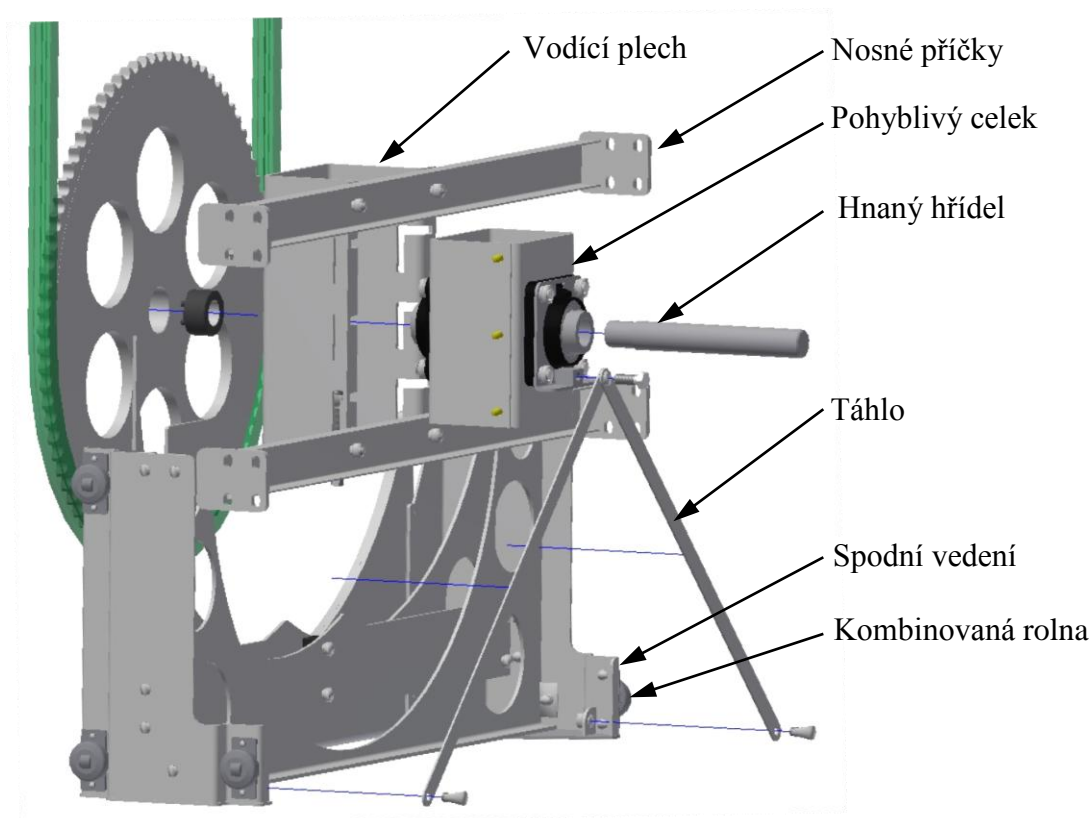
Při napínání a postupném prodlužování řetězu se mění osová vzdálenost řetězových kol, čímž dochází k vertikálnímu posunu unášených pojezdových celků. Problém vzniká ve spodní úvratí mezi vodícími koly hřídele podavače a spodním vedením těchto kol. Je tedy nutné zajistit to, aby spodní část vedení se pohybovala spolu s napínaným hnaným řetězovým kolem. Pohled na napínací zařízení elevátoru zachycuje *Obr. 54*.



Obr. 54 – Pohled na napínací zařízení elevátoru

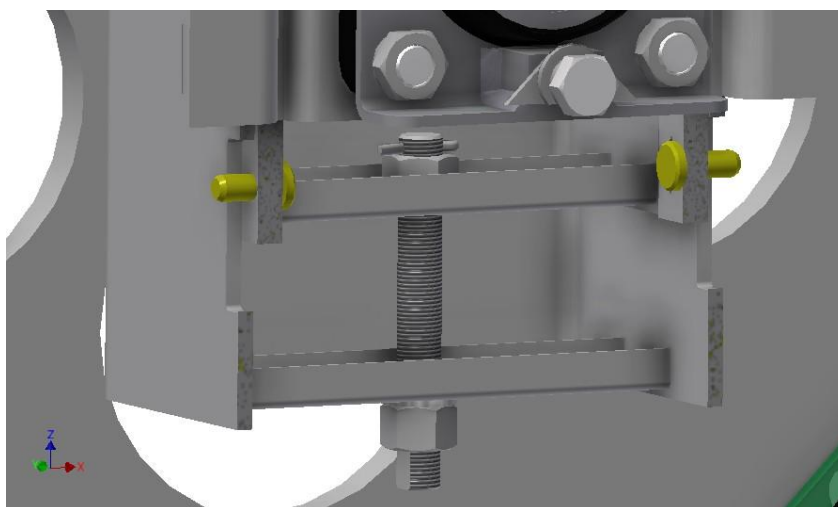
Spodní vedení je proto pohyblivé, vedené pomocí kombinovaných rolen uvnitř bočnice nosného rámu, čímž je mimo vertikální směr zamezen posuv ve všech zbylých směrech.

Samotné napínací zařízení je tvořeno dvěma základními prvky, vodícím plechem, který je uchycený pomocí příček k nosnému rámu a pohyblivým celkem spojující pomocí táhel řetězové kolo spolu se spodním vedením. Pohyblivý celek je řešený jako svařovaná podsestava, k níž jsou pro uložení hnacího hřídele řetězového kola šrouby připojeny ložiskové domečky. Polotovarem obou základních prvků je plech, dle ČSN 42 5310, z konstrukční oceli 1.0036. Jednotlivé části napínacího systému viz. *Obr. 55*.



Obr. 55 – Jednotlivé části napínacího systému - rozpad

Řetěz je v celé osově vzdálenosti vedený jednotlivým vedením, nemůže nastat situace, že by ve sbíhající větvi řetězu docházelo k jeho vybočování. Po konzultaci s firmou Atrima bylo rozhodnuto, že pro takové řešení nemusí být stanovena zvláštní předepínací síla. Napínání je za pomoci vlastní tíhy, tedy tíhy hnaného řetězového kola a tíhy spodního celku vedení, které je s ním spojené. Případné dopnutí, seřízení napnutí řetězu je možné eliminovat pomocí stavěcího šroubu s jemným metrickým závitem, který spojuje vodící plech a pohyblivý celek. Řešení znázorněno v řezu na Obr. 56.



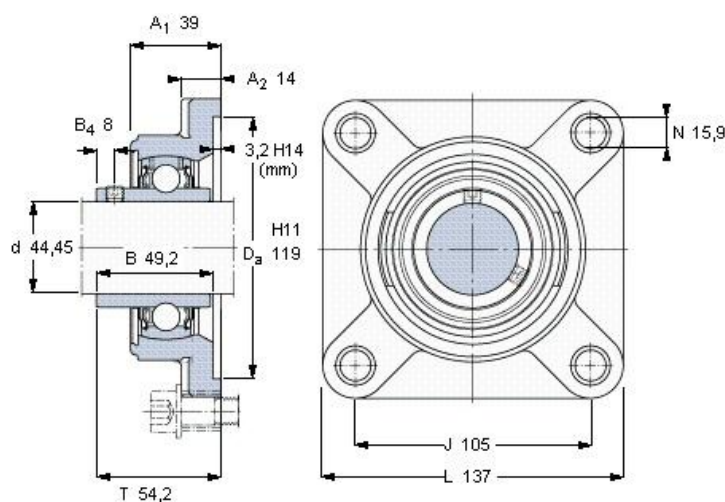
Obr. 56 – Napínání řetězu pomocí stavěcího šroubu



Uložení hřídele hnacího kola

Pro uložení hřídele hnacího řetězového kola jsou volena ložisková tělesa, od firmy SKF, podle [20]. Těleso je opatřeno kuličkovým ložiskem mazané plastickým mazivem, s dynamickou únosností $C_{lh} = 33,2 \text{ kN}$. Ložisková jednotka a její hlavní rozměry jsou zřetelné na Obr. 57.

Dle [20] je katalogové označení zvolené ložiskové jednotky: FY 1,3/4 TF/AH

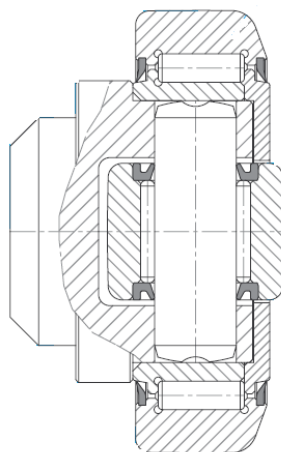


Obr. 57 – Ložisková jednotka FY 1,3/4 TF/AH, SKF [20]

Kombinovaná rolňa

Kombinované rolny slouží k zajištění vertikálního a horizontálního posuvu spodního vedení. Tyto rolny jsou voleny od firmy T.E.A. Technic s.r.o. z [22], str. 551 dle vnějšího průměru rolny $D_r = 52,5 \text{ mm}$. Rolna se skládá z válečkového a jehličkového ložiska, které jsou uloženy v tělu z vysokojakostní oceli. Je schopna zachycovat sílu v radiálním i axiálním směru s maximální dynamickou únosností $C_{oR} = 33 \text{ kN}$ a $C_{oA} = 11 \text{ kN}$. Konstrukce zvolené rolny je zřejmá z Obr. 58.

Dle [22] je katalogové označení zvolené rolny: HEC 4.053*



Obr. 58 – Konstrukce kombinované rolny [22]

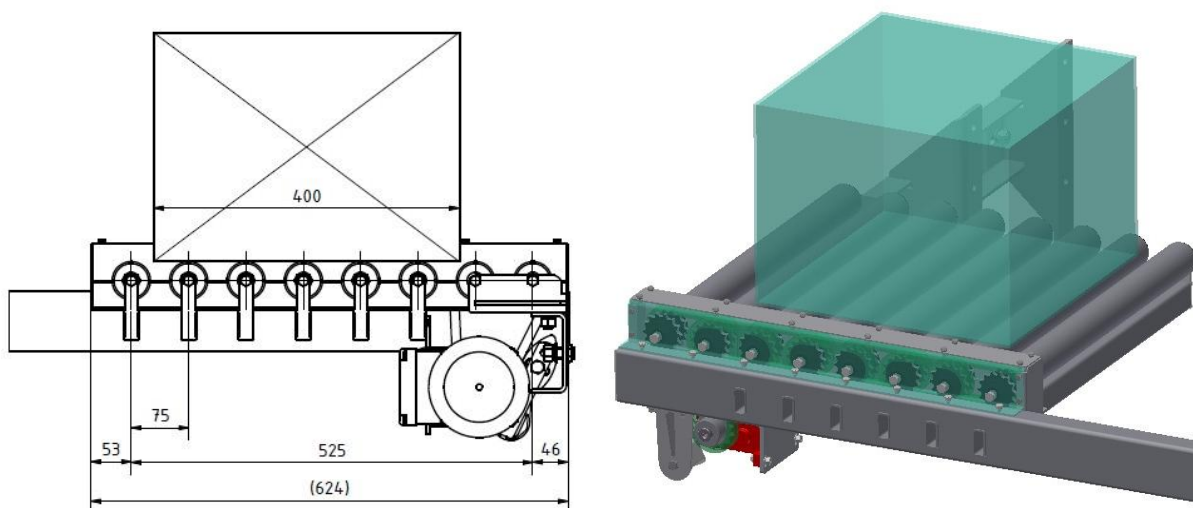
8 NÁVRH HORNÍ ČÁSTI VÁLEČKOVÉ TRATĚ

Válečková trať v horním úseku slouží k odchodu zboží od elevátoru. Konstruktivním řešením je pouze část této tratě, která je uchycena přímo k rámu elevátoru a nachystaná k připojení případné další dopravní linky.

8.1 ROZTEČ A POČET VÁLEČKŮ POD PŘEDMĚTEM

Rozměry jednotlivých částí válečkové tratě byly zvoleny úměrně podle velikosti a tvaru přepravovaného zboží a rozměrů podavače. Délku celé části válečkové tratě volím $l_v = 624 \text{ mm}$.

Rozteč mezi jednotlivými válečky je závislá zejména na rozteči ramínek podavače, tzn. prostor mezi válečky musí být takový, aby ramínka podavače mohly mezi válečky tratě bezpečně procházet. Rozteč válečků části válečkové tratě je předběžně volena $a_v = 75 \text{ mm}$. Rozteč a zvolené rozměry vysvětluje Obr. 59.



Obr. 59 – Rozteč a funkční rozměry válečkové tratě

Počet poháněných válečků pod předmětem vyplývá ze zvolené rozteče válečků a délky přepravovaného zboží. Z návrhu je tedy zřejmé, že pod přepravovaným zbožím bude minimální počet válečků $k_v = 5$ – viz. Obr. 59. Z pohledu nosnosti válečků je toto řešení velmi předimenzované, je však nutné brát v úvahu případné poškození, deformaci krabicového zboží a zejména rozměry podavače.

8.2 HMOTNOST PŘEDMĚTU PŘIPADAJÍCÍ NA JEDEN VÁLEČEK

Vzhledem k typu přepravovaného zboží je předpokládáno rovnoměrné rozložení na válečcích. Hmotnost připadající na jeden váleček je podílem hmotnosti zboží $m_k = 20 \text{ kg}$ a počtem poháněných válečků pod předmětem.

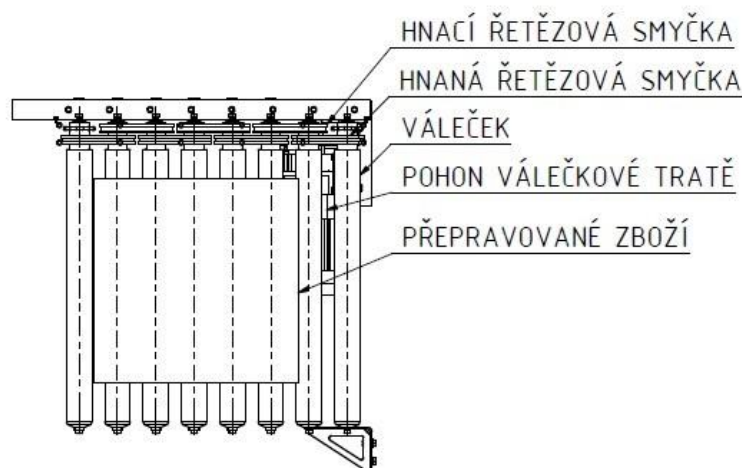
$$m_{1v} = \frac{m_k}{k_v} = \frac{20}{5} = 4$$

$$m_{1v} = 4 \text{ kg}$$

(8.1)

8.3 ZPŮSOB POHÁNĚNÍ VÁLEČKŮ

Způsobů, jak pohánět válečky válečkových tratí existuje v dnešní době hned několik. V dopravní a manipulační technice je nejpoužívanější způsob pomocí řetězových smyček – viz. Obr. 61. Tzn. každý váleček je spojen s vedlejším válečkem pomocí řetězu. Popis řetězových smyček je patrný z Obr. 60. Tento způsob vyžaduje válečky se dvěma řetězovými koly.



Obr. 60 – Popis řetězových smyček na válečkové trati



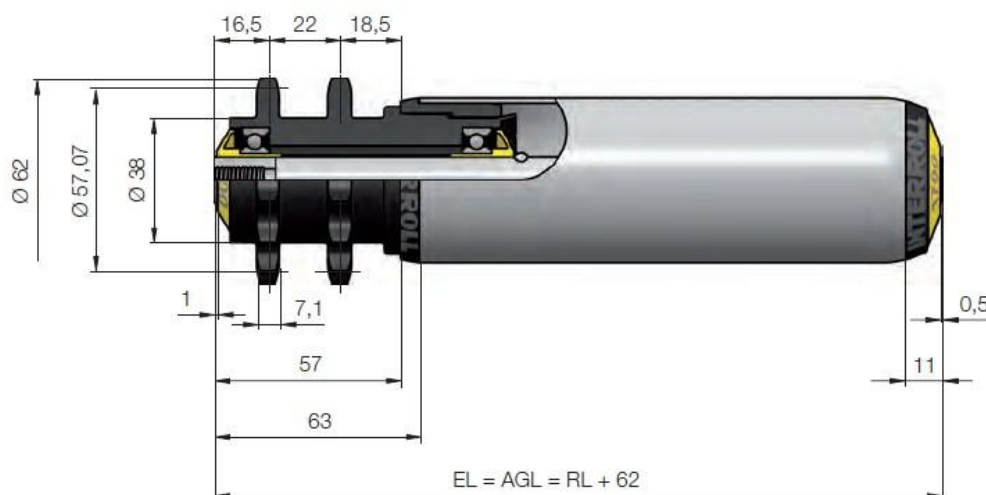
Obr. 61 – Způsob pohonu řetězovou smyčkou [21]

8.4 VOLBA POHÁNĚNÝCH VÁLEČKŮ

Dle zvoleného způsobu pohonu válečků, je nutné volit válečky se dvěma ozubenými koly. Aby byla konstrukce válečkové tratě co nejméně zatěžována, jsou voleny válečky s polymerovými řetězovými koly od firmy Interroll, z [9], str. 52, série 3500.

Činný průměr válečku je $D_V = 60 \text{ mm}$, tloušťka stěny válečku $s_V = 2,8 \text{ mm}$, počet zubů na jednom řetězovém kole válečku $z_V = 14$ a montážní délka $EL = 600 \text{ mm}$. Ostatní rozměry válečku jsou zřejmé z Obr. 62.

Je nutné určit tzv. referenční délku válečku, tato hodnota je potřebná k určení katalogového čísla. Je určena jednoduchým výpočtem podle literatury výrobce [9].



Obr. 62 – Rozměry poháněného válečku s dvěma řetězovými koly [9]



$$\begin{aligned}
 EL &= AGL = RL + 62 \rightarrow RL = EL - 62 \\
 RL &= 600 - 62 \\
 RL &= 538 \text{ mm}
 \end{aligned}
 \tag{8.2}$$

Pro zvolený typ válečku musí být splněna podmínka únosnosti válečku $m_v > m_{1v}$, kde m_v je maximální únosnost válečku dle katalogu výrobce [9] a m_{1v} je potřebná únosnost válečku vypočtená v kapitole 8.2.

Dle [9], str. 51, pro montážní délku $El = 600 \text{ mm}$, je maximální únosnost zvoleného válečku $MLC = 1450 \text{ N}$, v přepočtu na kilogramy:

$$\begin{aligned}
 MLC &= m_v \cdot g \rightarrow m_v = \frac{MLC}{g} = \frac{1450}{9,81} \\
 m_v &= 147,9 \text{ kg}
 \end{aligned}
 \tag{8.3}$$

Kontrolou: $m_v = 147,9 \text{ kg} > m_{1v} = 4 \text{ kg} \sim \text{vyhovuje}$

Ke snížení smykového tření při rozjezdu mezi válečkem a dopravovaným předmětem může být povrch tohoto typu válečku pogumovaný, vzhledem k podmínkám dopravy nebude povrch dále upravován.

Dle [9], str. 52 je katalogové číslo navrženého válečku: 3.5RD.JAA.N90 - 538

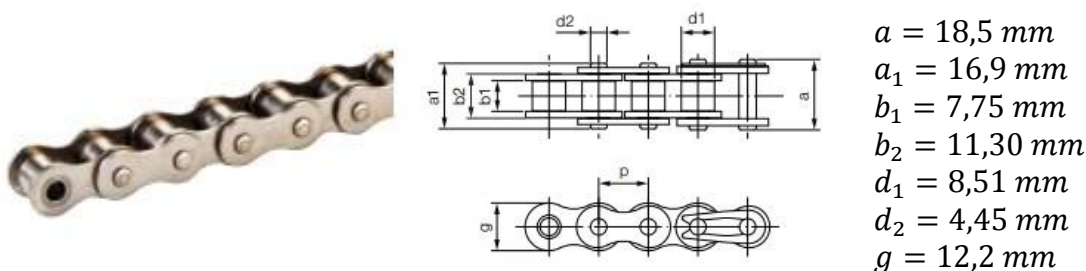
8.5 VOLBA HNACÍHO ORGÁNU

Pro určení druhu řetězu je nutné znát rozteč řetězových kol navrženého typu válečku. Dle Obr. 58 je průměr roztečné kružnice řetězových kol $D_{rv} = 57,07 \text{ mm}$ a počet zubů řetězových kol $z_v = 14$. Potom rozteč zubů řetězových kol válečku:

$$\begin{aligned}
 p_{rv} &= \sin \left[\frac{180^\circ}{z_v} \right] \cdot D_{rv} = \sin \left[\frac{180^\circ}{14} \right] \cdot 57,07 \\
 p_{rv} &= 12,7 \text{ mm}
 \end{aligned}
 \tag{8.4}$$

Podle vypočtené rozteče řetězových kol části válečkové tratě, je volen hnací orgán od firmy Haberkorn Ulmer, z [10], str. 5.15., dle DIN 8187, jednořadý válečkový bezúdržbový řetěz „IWIS MEGAlife“ typu 08B-1 ze zušlechtěné oceli.

Rozteč zvoleného řetězu je $p_{rv} = 12,7 \text{ mm}$ a délková hmotnost řetězu je $m_{rv} = 0,68 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$. Ostatní rozměry řetězu jsou zřejmé z Obr. 63.



Obr. 63 – Standardní válečkový řetěz 08B-1 [10]



Dle [10], str. 5.15 je katalogové číslo navrženého řetězu: T80325

Jednotlivé řetězy mezi válečky budou spojeny řetězovými spojkami. Řetězové spojky voleny od firmy Haberkorn Ulmer, z [10], str. 5.16, dle typu řetězu 08B-1 spojovací článek s pružnou pojistkou III.

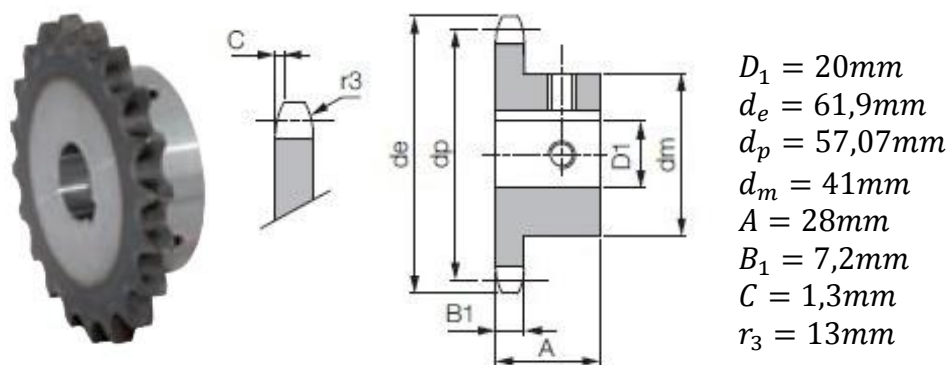


Obr. 64 – Spojovací článek 08B-1 s pružnou pojistkou [10]

Dle [10], str. 5.16 jsou katalogová čísla navrženého článku a pružné pojistky: T80356, T80359

8.6 VOLBA HNACÍHO ŘETĚZOVÉHO KOLA

Aby byl zachován převodový poměr 1:1 mezi hnaným řetězovým kolem a řetězovými koly válečků, je nutno navrhnout řetězové kolo o stejných parametrech, jako jsou řetězová kola válečků. Pro zvolený typ řetězu 08B-1, je voleno od firmy Haberkorn Ulmer z [11], str. 6.8, řetězové kolo. Kolo je vyrobeno z uhlíkové oceli 1.0503 (12 050) a jeho rozměry jsou zřejmé z Obr. 65. Přenos krouticího momentu z hřídele elektromotoru na hnací řetězové kolo bude zajištěn pomocí těsného pera.



Obr. 65 – Základní rozměry hnacího řetězového kola 08B-1 [11]

Dle [11], str. 6.8 je katalogové číslo navrženého hnacího řetězového kola: T72505

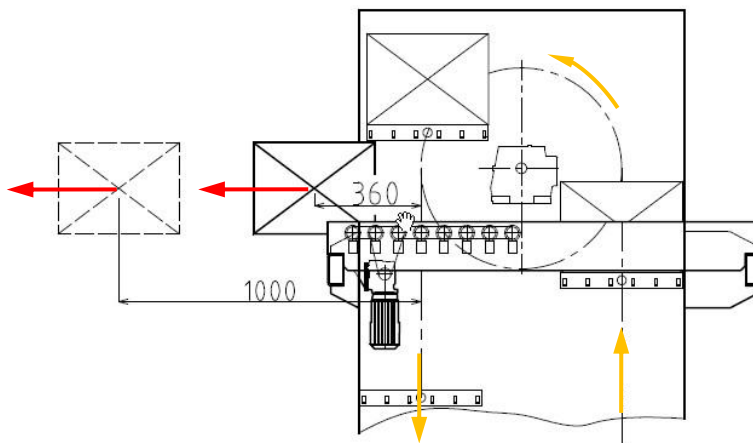
8.7 NÁVRH POHONU VÁLEČKOVÉ TRATĚ

8.7.1 VÝPOČET RYCHLOSTI VÁLEČKOVÉ TRATĚ

Rychlost odjíždění zboží z válečkové tratě musí být taková, aby krabice dopravované elevátorem na dopravník bezpečně a plynule odjížděly a nekolidovaly s dalším přijíždějícím zbožím – situace znázorněna viz. Obr. 66.

Z Obr. 66 je patrné, urazí-li zboží po válečkové trati vzdálenost 360 mm za 3s, dojde ještě ke kolizi s dalším příjezdějším zbožím.

Po konzultaci s firmou Atrima byla tato vzdálenost stanovena na $s_k = 1000\text{mm}$



Obr. 66 – Kolize příjezdějícího zboží

Následně vypočtená rychlost zboží se rovná rychlosti válečkového dopravníku:

$$v_t = \frac{s_k}{t_{real}} = \frac{1}{3,082} = 0,324$$

$$v_t = 0,324 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (8.5)$$

8.7.2 VÝPOČET VÝKONU MOTORU

Teoretický výkon pohonu válečkové tratě je dán součinem síly nutné k překonání valivého tření na válečcích a rychlosti na válečcích tratě:

$$P_{vteor} = F_t \cdot v_t \quad (8.6)$$

Síla nutná k překonání valivého tření je určena vztahem:

$$F_t = \xi \cdot \frac{F_N}{\left(\frac{D_V}{2}\right)} \quad (8.7)$$

Kde ξ je rameno valivého odporu mezi ocelovým povrchem válečku a papírovou krabicí. Z [4], pro kombinaci papír-ocel je hodnota součinitele valivého tření $\xi = 0,0012 \text{ m}$. F_N je normálová složka síly, která je dána součinem hmotnosti zboží m_k a tíhového zrychlení g . Dosazením do (8.7) je určena síla nutná k překonání valivého tření:

$$F_t = \xi \cdot \frac{F_N}{\left(\frac{D_V}{2}\right)} = \frac{2 \cdot \xi \cdot m_k \cdot g}{D_V} = \frac{2 \cdot 0,0012 \cdot 20 \cdot 9,81}{0,06} = 7,845$$

$$F_t = 7,85 \text{ N} \quad (8.8)$$



Dosazením do původního vztahu (8.6) :

$$P_{vteor} = F_t \cdot v_t = 7,85 \cdot 0,324 = 2,543$$

$$P_{vteor} = 2,54 \text{ W} \quad (8.9)$$

Skutečný výkon pohonu válečkové tratě je určen dělením teoretického výkonu P_{vteor} hodnotou účinnosti řetězového převodu η . Dle [2], str. 365 až 98%. U řetězového převodu byla zvolena hodnota účinnosti $\eta = 0,9$.

$$P_{vskut} = \frac{P_{vteor}}{\eta} = \frac{2,54}{0,9} = 2,822$$

$$P_{vskut} = 3 \text{ W} \quad (8.10)$$

8.7.3 VÝPOČET OTÁČEK PŘEVODOVKY MOTORU

Pro určení potřebných otáček na výstupu z převodovky elektromotoru je vycházeno ze známého vzorce pro obvodovou rychlost rotujícího válečku. Ta je rovna rychlosti zboží na válečkové trati. Převod mezi řetězovými koly válečků a hnacím řetězovým kolem je 1:1.

$$v_k = \pi \cdot D_V \cdot n_V \rightarrow n_V = \frac{v_t}{\pi \cdot D_V}$$

$$n_V = \frac{v_t}{\pi \cdot D_V} = \frac{0,324}{\pi \cdot 0,06} = 1,719$$

$$n_V = 1,719 \text{ s}^{-1} = 103,140 \text{ min}^{-1} \quad (8.11)$$

8.7.4 VÝPOČET JMENOVITÉHO KROUTICÍHO MOMENTU

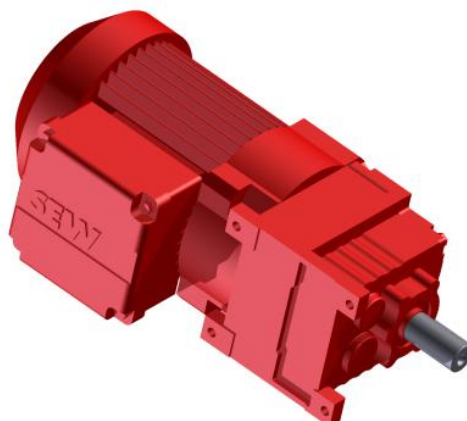
Krouticí moment vychází ze vzorce pro skutečný výkon motoru, kde ω_V je úhlová rychlost válečku.

$$P_{vskut} = M_{kv} \cdot \omega_V \rightarrow M_{kv} = \frac{P_{vskut}}{\omega_V} = \frac{P_{vskut}}{2 \cdot \pi \cdot n_V}$$

$$M_{kv} = \frac{P_{vskut}}{2 \cdot \pi \cdot n_V} = \frac{3}{2 \cdot \pi \cdot 1,719} = 0,278$$

$$M_{kv} = 0,3 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (8.12)$$

Dle výše vypočtených parametrů P_{vskut} , M_{kv} , n_V je volen z [5], str. 175 standardní čelní převodový motor od firmy SEW- Eurodrive, s katalogovým označením R07DR63L4. Pohon válečkové tratě viz. Obr. 67.



Obr. 67 – Navržený pohon válečkové tratě

Parametry elektromotoru:

Výkon elektromotoru:	$P_{ev} = 0,25 \text{ kW}$
Otáčky elektromotoru:	$n_{ev} = 1300 \text{ min}^{-1}$
Výstupní otáčky:	$n_{mv} = 108 \text{ min}^{-1}$
Krouticí moment:	$M_{kmv} = 22 \text{ N} \cdot \text{m}$
Maximální radiální síla:	$F_{Rmv} = 1030 \text{ N}$
Převodový poměr:	$i_{mv} = 12,06$
Celková hmotnost:	$m_{mv} = 7 \text{ kg}$

Z důvodu velkého krouticího momentu na výstupu z převodovky navrženého pohonu, v porovnání s vypočteným jmenovitým krouticím momentem, není nutno kontrolovat pohon na rozběh. Navržený pohon bude schopen bezpečně uvést do pohybu přepravované zboží.

8.7.5 VÝPOČET A POROVNÁNÍ SKUTEČNÉ DOPRAVNÍ RYCHLOSTI SE ZVOLENOU

Při volbě elektromotoru dle výše vypočtených parametrů byly zvoleny z katalogu výrobce [5] nejbližší vyšší otáčky. Přepočtem otáček je dána obvodová rychlost válečku, která je následně porovnána s teoretickou.

$$\begin{aligned} v_{ksk} &= \pi \cdot D_V \cdot n_{mv} = \pi \cdot 0,06 \cdot 108 \\ v_{ksk} &= 0,339 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (8.13)$$

$$\text{Rozdíl}_V = \left(\frac{v_{ksk}}{v_t} \cdot 100 \right) - 100 = \left(\frac{0,339}{0,324} \cdot 100 \right) - 100$$

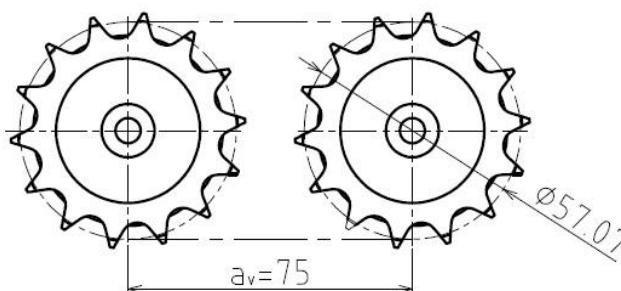
$$\text{Rozdíl}_V = 4,63 \% \quad (8.14)$$

Skutečná rychlost je o 4,63 % vyšší než zvolená, po konzultaci s firmou Atrima je návrh vyhovující, není třeba dalšího převodu ke snížení hodnoty skutečné rychlosti.

8.8 VÝPOČET ŘETĚZOVÝCH SMYČEK VÁLEČKOVÉ TRATĚ

Pro část válečkové tratě kontinuálního elevátoru jsou třeba dvě různé délky řetězových smyček. Jedná se o hnací řetězovou smyčku, která obepíná dva válečky spolu s hnacím řetězovým kolem a hnanou řetězovou smyčku, která obepíná pouze řetězová kola mezi dvěma válečky. Počty článků je nutné navrhovat pro každou smyčku zvlášť. Všechny tyto smyčky budou spojeny řetězovými spojkami, které byly navrženy v kapitole 8.5. Řetězové spojky snižují pevnost řetězového převodu, ale vzhledem k nízkému zatížení nemá toto omezení téměř žádný vliv.

8.8.1 POČET ČLÁNKŮ ŘETĚZU U HNANÉ SMYČKY



Obr. 68 – Schéma hnané řetězové smyčky

Pro výpočet počtu článků řetězu hnané smyčky a jeho délku je nutné znát osovou vzdálenost. Rozteč válečků, tedy osová vzdálenost byla zvolena v kapitole 8.1., její hodnota je $a_v = 75 \text{ mm}$. Znázorněno viz. Obr. 68.

Délku řetězu mezi dvěma ozubenými koly lze počítat ze znalosti roztečných kružnic řetězových kol a zvolené osové vzdálenosti nebo na základě rozteče zvoleného řetězu a počtu všech jeho článků.

$$l_{rv} = 2 \cdot a_v + \pi \cdot D_{rv} = X_{vt} \cdot p_{rv} \rightarrow X_{vt} = \frac{(2 \cdot a_v + \pi \cdot D_{rv})}{p_{rv}}$$

$$X_{vt} = \frac{(2 \cdot a_v + \pi \cdot D_{rv})}{p_{rv}} = \frac{2 \cdot 75 + \pi \cdot 57,07}{12,7} = 25,93$$

$$X_{vt} = 25,93 \quad (8.15)$$

Vypočtený teoretický počet článků hnané řetězové smyčky X_{vt} je zaokrouhlen na nejbližší vyšší celé číslo, počet článků řetězu tedy odpovídá:

$$X_v = 26$$

Z důvodu zaokrouhlení počtu článků řetězu na celé číslo, je nutné znovu přepočítat osovou vzdálenost válečků a_v , aby se zamezilo zbytečnému průvěsu řetězu vratné větve řetězu. Přepočet dle vztahu (8.15), do kterého je dosazen skutečný počet článků hnané řetězové smyčky $X_v = 26$.



$$l_{rv} = 2 \cdot a_{vskut} + \pi \cdot D_{rv} = X_v \cdot p_{rv} \rightarrow a_{vskut} = \frac{(X_v \cdot p_{rv} - \pi \cdot D_{rv})}{2}$$

$$a_{vskut} = \frac{(X_v \cdot p_{rv} - \pi \cdot D_{rv})}{2} = \frac{26 \cdot 12,7 - \pi \cdot 57,07}{2} = 75,455$$

$$a_{vskut} = 75,445 \text{ mm} \quad (8.16)$$

Zpětně přepočítaná osová vzdálenost válečků a_{vskut} je pouze o několik desetin větší, než zvolená a_v . Kvůli snadné montáži řetězu bude ponechána původní osová vzdálenost. Velikost osové vzdálenosti a_{vskut} bude stejná jako původně navrhnutá a_v .

$$a_{vskut} = a_v = 75 \text{ mm}$$

8.8.2 POČET ČLÁNKŮ ŘETĚZU U HNACÍ SMYČKY

Řetěz hnací smyčky obepíná hnací řetězové kolo, které je umístěno na výstupním hřídeli převodovky a řetězová kola dvou válečků. Celková délka řetězu se v tomto případě skládá z jednotlivých tečně navázaných vzdáleností na roztečné kružnice všech tří ozubených kol a kruhových oblouků s nimi spojenými – viz. *Obr. 69*. Lze tedy součtem těchto délek stanovit délku hnacího řetězu. Pro stanovení těchto délek byl využit program Autodesk Inventor 2013.

$$a_v = 75 \text{ mm}$$

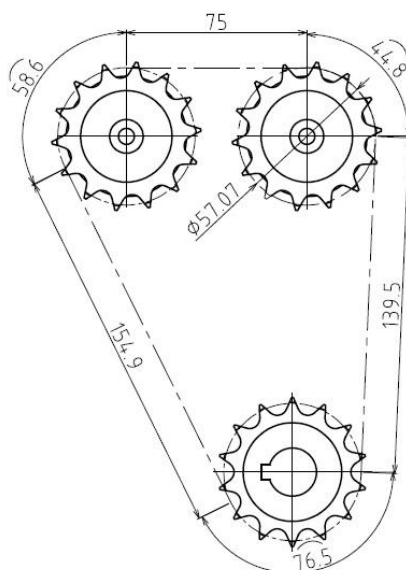
$$l_{h2} = 139,5 \text{ mm}$$

$$l_{h3} = 154,9 \text{ mm}$$

$$l_{h4} = 58,6 \text{ mm}$$

$$l_{h5} = 44,8 \text{ mm}$$

$$l_{h6} = 76,5 \text{ mm}$$



Obr. 69 – Schéma hnací řetězové smyčky

Celková délka řetězu hnací smyčky je dána sečtením jednotlivých délek:

$$l_{rh} = a_v + l_{h2} + l_{h3} + l_{h4} + l_{h5} + l_{h6} = 75 + 139,5 + 154,9 + 58,6 + 44,8 + 76,5$$

$$= 548,300$$

$$l_{rh} = 548,3 \text{ mm} \quad (8.17)$$

Z rozteče p_{rv} zvoleného typu řetězu a vypočtené délky řetězu l_{rh} , je určen teoretický počet článků řetězu:

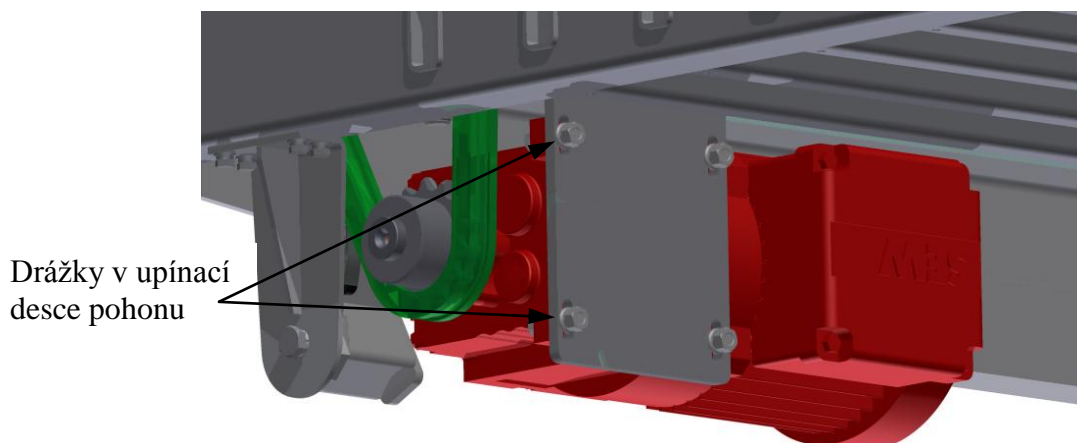
$$X_{ht} = \frac{l_{rh}}{p_{rv}} = \frac{548,3}{12,7} = 43,254$$

$$X_{ht} = 43,254 \quad (8.18)$$

Vypočtený teoretický počet článků hnací řetězové smyčky X_{ht} je zaokrouhlen na nejbližší vyšší celé číslo, počet článků řetězu odpovídá:

$$X_h = 44$$

Počet článků hnací řetězové smyčky opět nevyšel celé číslo, proto bylo zaokrouhleno na nejbližší vyšší celé číslo. Pro tento případ však není nutné osové vzdálenosti mezi řetězovými koly přepočítávat, jako tomu bylo u hnané řetězové smyčky. Případnou vůli bude možné upravovat posunem pohonu válečkové tratě pomocí drážek v upínací desce, viz. *Obr. 70*.



Obr. 70 – Drážky v upínací desce pohonu pro upravení vůle hnací řetězové smyčky

Souhrn navržených řetězových smyček:

Hnaná řetězová smyčka:

Řetěz 08B-1, počet článků $X_v = 26$ článků $\rightarrow X_v = 25$ článků + 1 řetězová spojka

Hnací řetězová smyčka:

Řetěz 08B-1, počet článků $X_h = 44$ článků $\rightarrow X_h = 43$ článků + 1 řetězová spojka

8.9 NÁVRH NAPÍNACÍHO ÚSTROJÍ HNACÍ ŘETĚZOVÉ SMYČKY

V dnešní době lze napínání řetězů řešit různými způsoby, existuje řada normalizovaných a běžně dostupných napínacích zařízení pro válečkové řetězy. Dle potřebných rozměrů je volen napínací element od firmy Haberkorn Ulmer. Funkci napínání zde řeší řetězový jezdec z vysoce ořetuvzdorného materiálu, který je pomocí šroubu otočně uložen k tělu napínáku, viz. *Obr. 71*, *Obr. 72*. Celková sestava bude přišroubována ke konzole, která je uchycena k bočnici válečkové tratě, předepnuta a zajištěna proti pootočení zajišťovacím čepem. Funkce celku napínacího zařízení je zřetelná z *Obr. 73*.



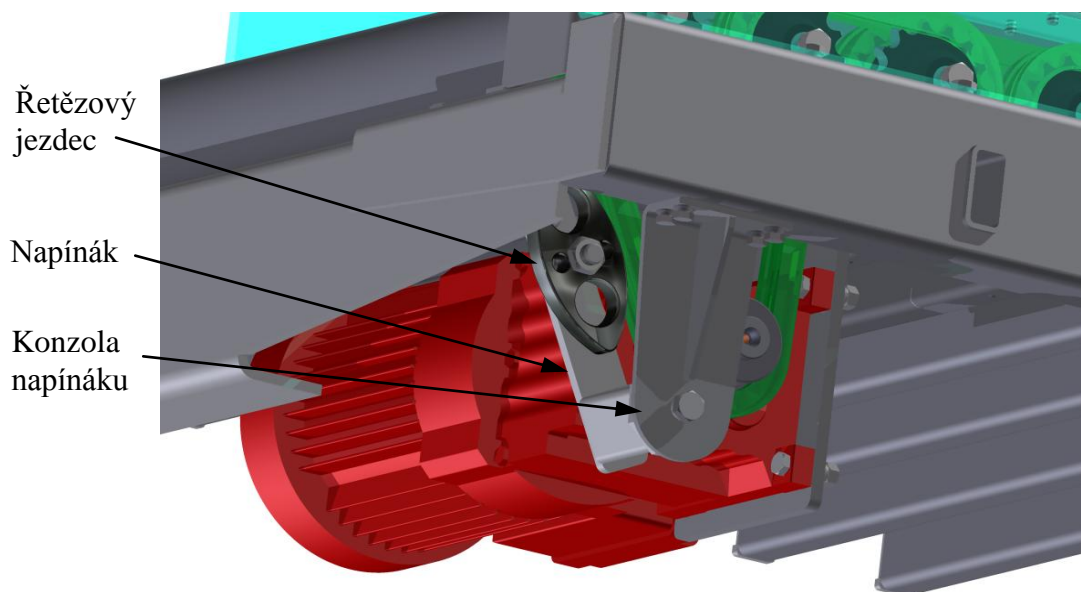
Z [16], str. 7.10 byl zvolen univerzální napínák TE2, pod katalogovým č. T29419 a ze str. 7.17 řetězový jezdec typu CRS ½''-10S, pod katalogovým číslem 556295.



Obr. 71 – Univerzální napínák TE2[16]



Obr. 72 – Řetězový jezdec CRS ½''-10S [16]



Obr. 73 – Funkce celku napínacího zařízení hnací řetězové smyčky

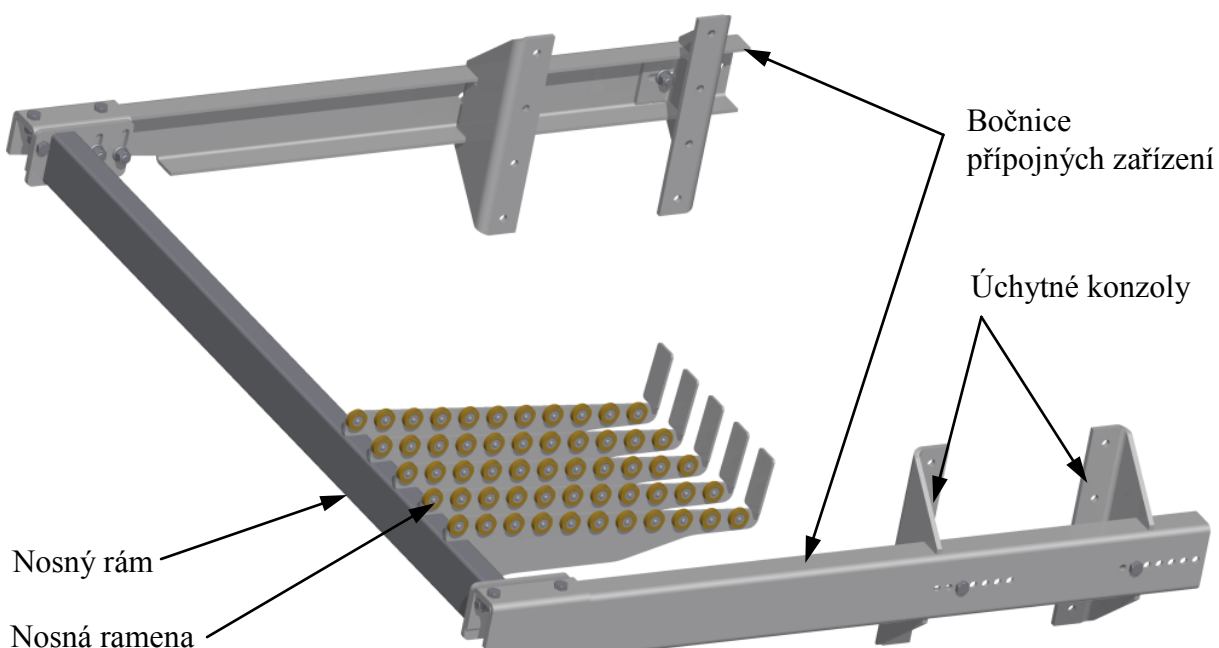
9 NÁVRH SPODNÍ ČÁSTI GRAVITAČNÍ TRATĚ

Návrh kontinuálního elevátoru jako celku není poptávkou zákazníka, ale vývojem nového typu zařízení pro firmu Atrima spol. s.r.o. Proto vzhledem k nejasným a neznámým podmínkám druhu dopravy zboží ke spodní gravitační trati může být tato část gravitační tratě navrhována pouze orientačně. Tzn. nebude zde řešen výpočet, dle kterého by se běžným způsobem navrhoval sklon a rychlost sjíždění zboží v závislosti na dopravním výkonu zařízení.

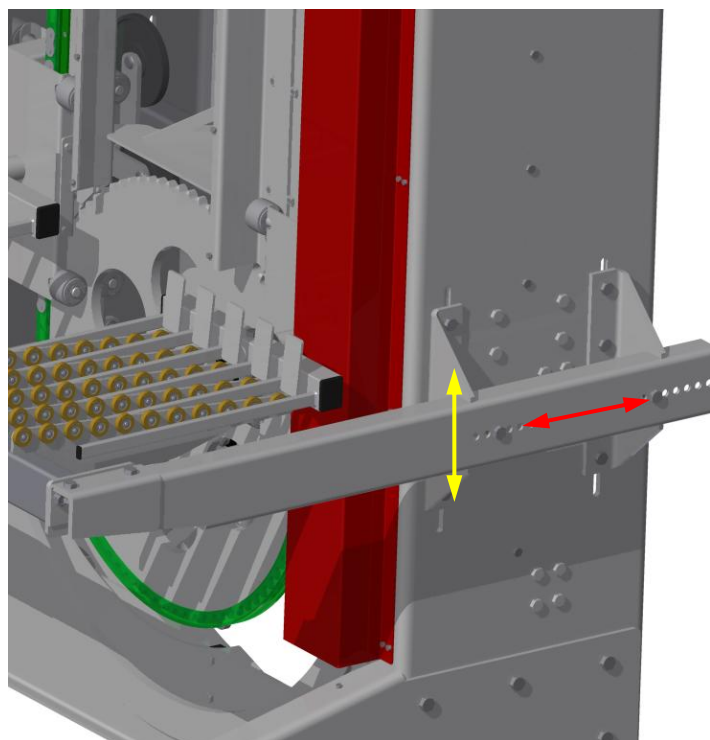
9.1 POPIS ČÁSTÍ GRAVITAČNÍ TRATĚ

Spodní gravitační trať je tvořena nosným rámem s možností naklápění, který spolu s bočnicemi je přes úchytné konzoly šrouby připojen k rámu elevátoru. Jednotlivé části jsou zřetelné z *Obr. 74*. Uchytení je stavitelné, je zde tedy možnost dle potřeby celou sekci spodní tratě nastavovat do určité výšky, viz. *Obr. 75*. K předem zmiňovanému nosnému rámu jsou svarovým spojem připojena nosná ramena zakončená dorazem, na jejichž čepech jsou otočně uloženy jednotlivé rolly. Aby byl zajištěn volný průchod ramínek projíždějícího podavače, rozteč těchto ramen je navržena podle rozměrů podavače.

Vzhledem k tomu, že některé části gravitační tratě jsou řešeny jako svařované celky, je jako konstrukční materiál všech dílů volena uhlíková ocel se zaručenou svařitelností 1.0036.



Obr. 74 – Části spodní gravitační tratě

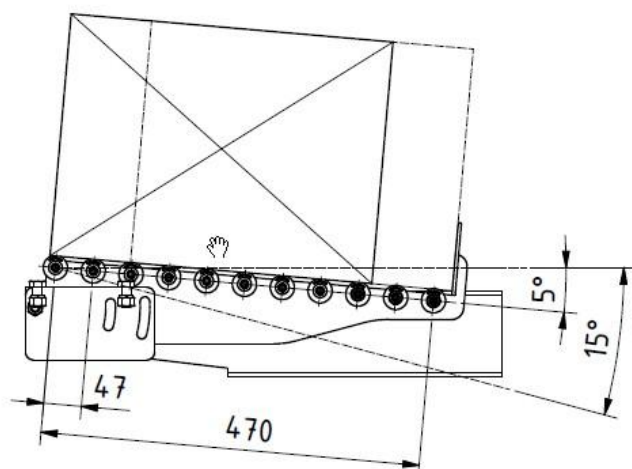


Obr. 75 – Stavitelné uchycení bočnic gravitační tratě

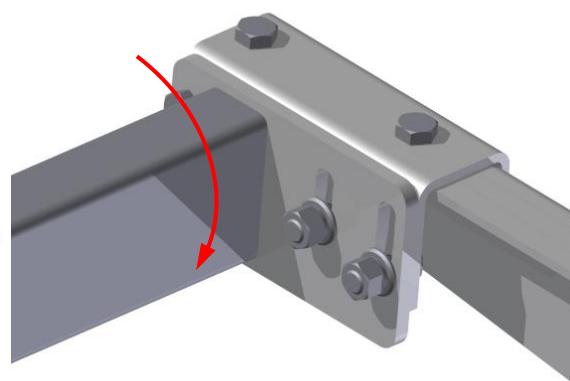
9.2 VOLBA ROZMĚRŮ A ÚHLU NAKLOPENÍ

Rozměry jednotlivých částí spodní gravitační tratě byly zvoleny dle velikosti a tvaru přepravovaného zboží a rozměrů podavače. Délka části gravitační tratě je volena o velikosti $l_g = 470 \text{ mm}$. Rozteče pojezdových rolíček voleny úměrně dle dosedací plochy přepravovaného zboží, $a_g = 47 \text{ mm}$.

Nosný rám gravitační tratě lze manuálně naklápět, Obr. 78., tzn. měnit úhel sklonu gravitační tratě a tím regulovat rychlost sjíždění jednotlivého zboží směrem k dorazu. Úhel sklonu tratě lze nastavovat v rozmezí $\alpha_g = 0 - 15^\circ$ - viz. schéma Obr. 77.



Obr. 77 – Rozměry a sklon gravitační tratě



Obr. 78 – Detail stavitelných drážek



9.3 VOLBA POJEZDOVÝCH ROLNÍČEK

Aby se mohlo přepravované zboží pohybovat po gravitační trati, musí být zboží unášeno pomocí určitého prostředku. U gravitačních tratí je volba unášivých prostředků velice široká a lze je řešit různými způsoby. U většiny případů však záleží na konstrukčním uspořádání gravitační tratě. Jednou z variant bylo použití válečkových lišt Floway od firmy Interroll Holding, ale z důvodu větších rozměrů nosných profilů nebyla tato varianta realizována.

Byla proto zvolena varianta samostatných pojezdových rolníček, které jsou uloženy k čepům nosných ramen. Jako unášivý prostředek jsou tedy voleny pojezdové rolly od firmy Blickle, z [8], str. 430 vodící rolly s polyuretanovým běhounem a vlastním kuličkovým ložiskem typu FTH 30x8/6-6K. Rolna viz. Obr. 79.

Dle [8], str. 430 je katalogové číslo zvolené pojezdové rolly: 463711

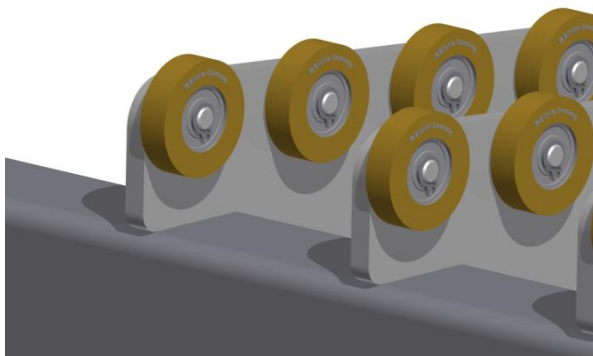


Parametry pojezdové rolly:

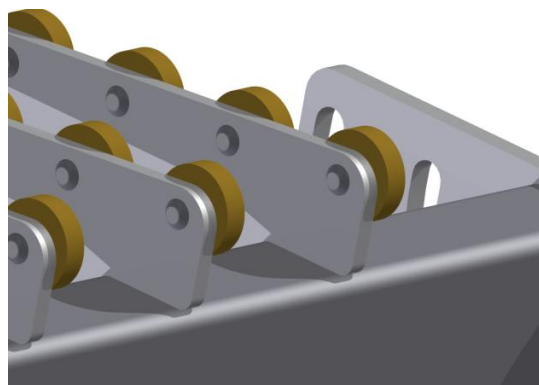
- Průměr kola: $d_r = 30 \text{ mm}$
- Šířka kola: $b_r = 8 \text{ mm}$
- Průměr otvoru: $d_{os} = 6 \text{ mm}$
- Upínací délka: $l_{os} = 6 \text{ mm}$
- Nosnost kola: $n_r = 20 \text{ kg}$
- Typ kuličkového ložiska: 626 2RS

Obr. 79 – Polyuretanová pojezdová rolna [8]

Kuličková ložiska pojezdových rolníček jsou uložena na jednotlivých čepích nosných ramen a zajištěna z jedné strany pojistným kroužkem. Čepy ramen spolu s nosným ramenem jsou řešeny jako svařovaná podsestava, viz. Obr. 80, Obr. 81.



Obr. 80 – Uložení pojezdových rolníček k čepům nosných ramenem (zepředu)



Obr. 81 – Uložení pojezdových rolníček k čepům nosných ramenem (zezadu)

10 KONTROLNÍ VÝPOČTY

10.1 PEVNOSTNÍ KONTROLA ŘETĚZU

Pevnostní kontrola zvoleného typu řetězu bude provedena podle literatury [6] a [7].

10.1.1 TAHOVÁ SÍLA V ŘETĚZU ZPŮSOBENÁ ODSŤŘEDIVOU SILOU

Sílu, kterou v řetězu způsobuje odstředivá síla, určuje délková hmotnost $m_{\dot{r}p} = 2,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$ zvoleného typu řetězu 16B-1 a skutečná obvodová rychlost $v_{psk} = 0,486 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

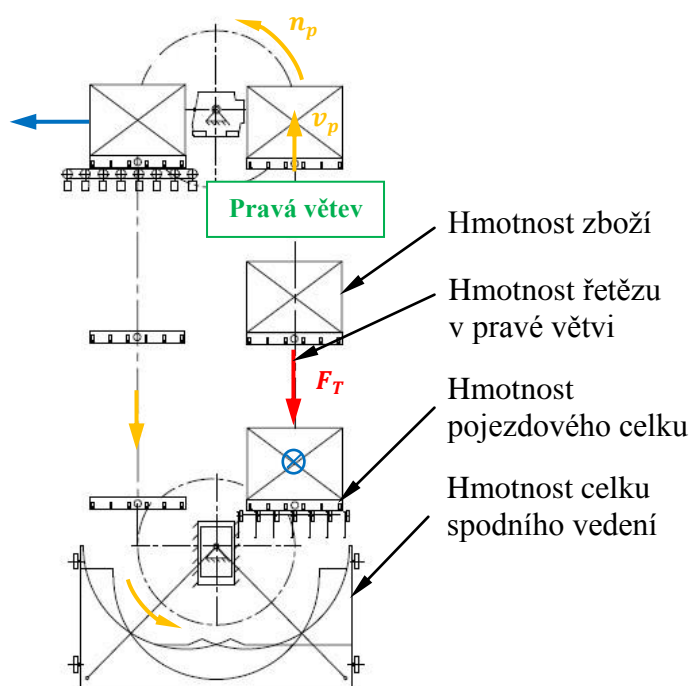
$$F_o = m_{\dot{r}p} \cdot v_{psk}^2 = 2,7 \cdot 0,486^2 = 0,638$$

$$F_o = 1 \text{ N}$$

(10.1)

10.1.2 TAHOVÁ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA ŘETĚZ

Tahová síla působí na řetěz jak v pravé, tak v levé větvi. Vzhledem ke směru toku materiálu, který určuje poloha a typ přídatných zařízení, bude působit větší tahová síla v pravé řetězové větvi. Popis a zatížení této větve vysvětluje Obr. 82.



Obr. 82 – Popis a zatížení pravé větve

Síla je určena podle vztahu:

$$F_T = g \cdot \left(m_{\dot{r}p} + m_{t\dot{r}} + \frac{m_{sv}}{2} \right) \cdot F_S \cdot F_V \quad (10.2)$$

kde:

$m_{\dot{r}p}$ - hmotnost řetězu v pravé větvi

$m_{t\dot{r}}$ - celková tíha zavěšená na řetězu v pravé větvi



m_{sv} - hmotnost celku spodního vedení

F_S - provozní součinitel

F_V - součinitel rychlosti

Hmotnost řetězu v pravé řetězové větvi je určena ze skutečné osové vzdálenosti kol $H_{Os} = 3454 \text{ mm}$ a délkové hmotnosti řetězu $m_{rp} = 2,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$.

$$m_{rp} = H_O \cdot m_{rp} = 3,454 \cdot 2,7 = 9,326$$

$$m_{rp} = 9,33 \text{ kg} \quad (10.3)$$

Celková tíha v jedné řetězové větvi:

$$m_{tř} = 3 \cdot m_k + 3 \cdot m_{pc}$$

kde m_k je hmotnost přepravovaného zboží a m_{pc} hmotnost jednoho pojezdového celku (určeno v kapitole 7.2). Dosazením:

$$m_{tř} = 3 \cdot m_k + 3 \cdot m_{pc} = 3 \cdot 20 + 3 \cdot 16,4 = 109,200$$

$$m_{tř} = 109,2 \text{ kg} \quad (10.4)$$

Hmotnost celku spodního vedení, z 3D modelu pomocí programu Autodesk Inventor 2013 je podle materiálových vlastností hmotnost spodního vedení:

$$m_{sv} = 46,5 \text{ kg} \quad (10.5)$$

Provozní součinitel:

Jednotlivé hodnoty provozního součinitele jsou voleny dle podmínek provozu z [6], str. 8, tab. 4.

$$F_S = 1 \cdot 1,2 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1 = 1,440$$

$$F_S = 1,44 \quad (10.6)$$

Součinitel rychlosti:

Součinitel rychlosti závisí na rychlosti posuvného pohybu řetězu k počtu zubů hnacího kola.

Z [6], str. 8, tab. 5 volím dle $v_{psk} = 0,486 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ a $z_{12} = 82$ hodnotu:

$$F_V = 0,7$$

Dosazením do původního vztahu (10.2) je určena tahová složka v řetězu:

$$F_T = g \cdot \left(m_{rp} + m_{tř} + \frac{m_{sv}}{2} \right) \cdot F_S \cdot F_V = 9,81 \cdot \left(9,33 + 109,2 + \frac{46,5}{2} \right) \cdot 1,440 \cdot 0,7$$

$$= 1401,949$$

$$F_T = 1402 \text{ N} \quad (10.7)$$

10.1.3 CELKOVÁ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA ŘETĚZ

Celkovou sílu působící na řetěz v pravé řetězové větvi určuje součet jednotlivých vypočtených tahových sil F_O a F_T .

$$F_c = F_O + F_T \quad (10.8)$$



Vzhledem k poměrně malé obvodové rychlosti řetězových kol bylo rozhodnuto, že do výpočtu celkové síly působící na řetěz nebude zahrnuta odstředivá síla F_O , která působí v člancích řetězu. Je tak malá, že její hodnota je zanedbatelná.

Dosazením do vztahu (10.8) je dána celková síla působící na řetěz:

$$F_C = F_T = 1402 \text{ N}$$

10.1.4 STATICKÁ BEZPEČNOST

Statická bezpečnost je určena podílem maximální síly v řetězu, při které dojde k roztržení a celkové síly působící na řetěz. Podle zvoleného typu řetězu 16B-1 je volena z [10], str. 5.41 maximální síla $F_B = 75000 \text{ N}$.

Dosazením do vztahu:

$$\gamma_{stat} = \frac{F_B}{F_C} = \frac{75000}{1402} = 53,495$$

$$\gamma_{stat} = 54 \quad (10.9)$$

Kontrolou: $\gamma_{stat} = 54 \geq 7 \sim \text{vyhovuje}$

10.1.5 DYNAMICKÁ BEZPEČNOST

Dynamická bezpečnost je určena obdobným způsobem jako statická bezpečnost, s tím, že celková síla působící na řetěz je násobena součinitelem rázu Y . Z [7], str. 5, tab. A1 je pro střední rázy volena hodnota $Y = 3$.

Dosazením do vztahu:

$$\gamma_{dyn} = \frac{F_B}{F_C \cdot Y} = \frac{75000}{1402 \cdot 3} = 17,832$$

$$\gamma_{dyn} = 18 \quad (10.10)$$

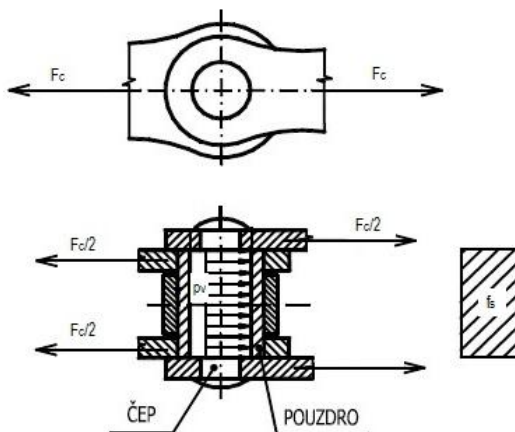
Kontrolou: $\gamma_{dyn} = 18 \geq 5 \sim \text{vyhovuje}$

10.1.6 KONTROLA TLAKU V KLOUBECH ŘETĚZU

Tlak v kloubech řetězu je určený z podílu celkové síly působící na řetěz a plochy kloubu řetězu. Rozložení tlaku v kloubu řetězu je zřejmé z Obr. 83.

Tlak je určen známým vztahem:

$$p_V = \frac{F_C}{f_s} \leq p_{Dov} \quad (10.11)$$



Obr. 83 – Zatížení kloubu řetězu

Plocha kloubu pro typ řetězu 16B-1 je určena z [1], str. 560 $\rightarrow f_s = 210 \text{ mm}^2$

Dovolený tlak určuje vztah:

$$p_{DOV} = p_i \cdot \mu_1 \cdot \mu_2 \quad (10.12)$$

Kde:

p_i - měrný tlak při ideálních podmínkách, z [7], str. 13, tab. H pro obvodovou rychlost $v_{psk} = 0,486 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, počet zubů řetězového kola větší jak 25 je hodnota $p_i = 30,115 \text{ MPa}$

μ_1 - součinitel tření v kloubech řetězu, pro převod 1:1 volena hodnota $\mu_1 = 0,73$

μ_2 - součinitel mazání (určeno v kapitole 7.4.2)

Dosazením do (10.12) je dán dovolený tlak:

$$\begin{aligned} p_{DOV} &= p_i \cdot \mu_1 \cdot \mu_2 = 30,115 \cdot 0,73 \cdot 1 = 21,984 \\ p_{DOV} &= 22 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (10.13)$$

Následným dosazením do původního vztahu (10.11) je dán tlak v kloubech řetězu:

$$\begin{aligned} p_v &= \frac{F_c}{f_s} = \frac{1402}{210} = 6,676 \\ p_v &= 6,7 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (10.14)$$

Kontrolou: $p_v = 6,7 \text{ MPa} \leq p_{DOV} = 22 \text{ MPa} \sim \text{vyhovuje}$

Z výpočtů statické a dynamické bezpečnosti je zřejmé, že navrhovaný řetěz je značně předimenzovaný. Je nutné ale brát v úvahu, že byl ve výpočtu zanedbán odpor, který vyvoluje napínací zařízení a třecí ztráty mezi řetězem a řetězovým vedením. Navrhnutý řetěz, resp. hnací orgán řetězového převodu elevátoru vyhovuje ve všech parametrech a bude použitelný.

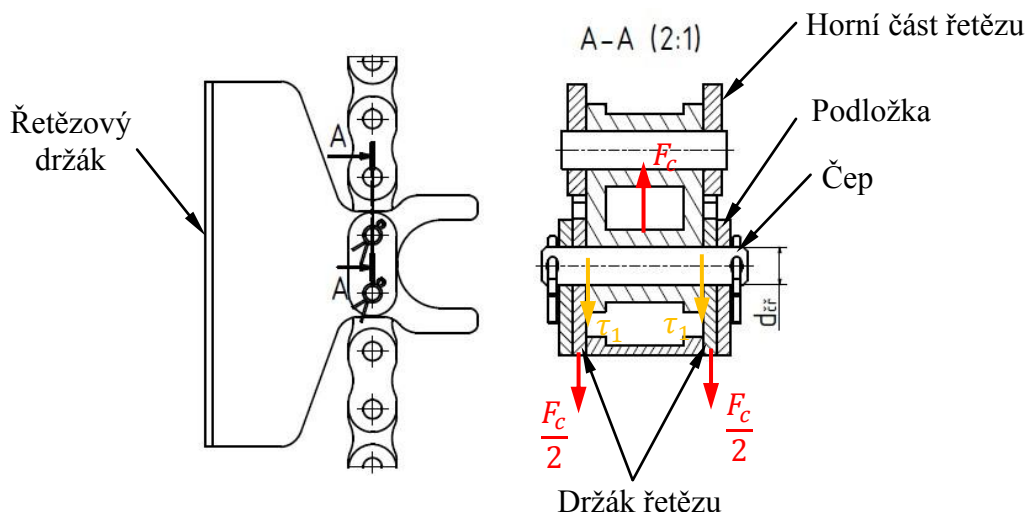
10.2 KONTROLA ČEPŮ ŘETĚZOVÉHO DRŽÁKU

Jak již bylo vysvětleno v kapitole 7.3.3, jednotlivé řetězy spojují řetězové držáky pojezdových vozíků, ke kterým jsou oba konce řetězů přichyceny pomocí řetězových čepů. Řetězový čep je součást, která ponese hmotnosti pojezdových celků, přepravovaného zboží a samotnou tíhu řetězu v jedné řetězové větvi, tzn. ve skutečnosti je od celkové síly působící na řetěz F_C namáhán smykem, ohybem a otačováním.

Řetězové čepy držáků budou vyráběny, je tedy důležité je zkontrolovat z hlediska smykového napětí a z hlediska otačování.

10.2.1 KONTROLA SMYKOVÉHO NAPĚTÍ

Smykové napětí τ_1 vyvolané celkovou silou F_C , působí v řetězovém čepu v úrovni mezi řetězovým článkem horní části řetězu a plechy držáku řetězu, viz. Obr. 84.



Obr. 84 – Smykové napětí v řetězovém čepu, popis jednotlivých částí

Vzhledem k tomu, že zařízení postupně odebírá a ukládá přepravované zboží z dopravníků, je tento řetězový čep při chodu namáhán míjivým smykovým zatížením. Kontrola smykového napětí je provedena dle [1], str. 446. Závislost mezi smykovým napětím řetězového čepu τ_1 a dovoleným smykovým napětím τ_{D1} je dána podmínkou:

$$\tau_1 = \frac{F_C}{2 \cdot S_{\check{c}d}} \leq \tau_{D1} \quad (10.15)$$

Kde F_C je celková síla působící na řetěz, $S_{\check{c}d}$ je plocha čepu držáku, určena podle průměru čepu $d_2' = d_{\check{c}d}$, jehož rozměr je daný podle zvoleného typu řetězu 16B-1. Dosazením zatěžující síly $F_C = 1163 \text{ N}$ a průměru čepu $d_{\check{c}d} = 8,28 \text{ mm}$ do podmínky (10.15), je dáno smykové napětí τ_1 , které je následně porovnáno s dovoleným τ_{D1} .

$$\tau_1 = \frac{F_C}{2 \cdot S_{\check{c}d}} = \frac{F_C}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{\check{c}d}^2}{4}} = \frac{1402}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 8,28^2}{4}} = 13,019$$

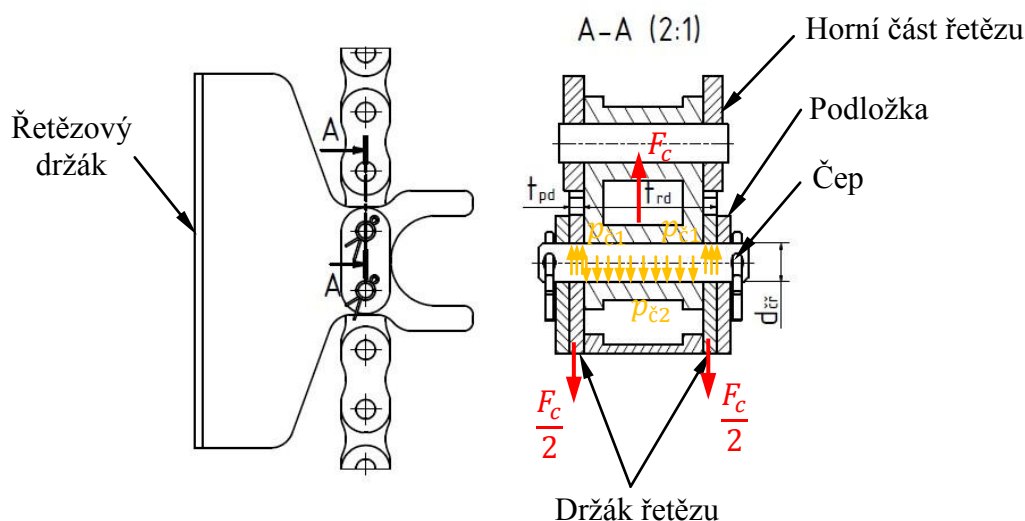
$$\tau_1 = 13 \text{ MPa} \quad (10.16)$$

Pro míjivé zatížení a materiál čepu držáku 1.0060 (11 600), je podle [1], str. 54 dovolené smykové napětí $\tau_{D1} = 65 \text{ MPa}$

Kontrolou: $\tau_1 = 13 \text{ MPa} \leq \tau_{D1} = 65 \text{ MPa} \sim \text{vyhovuje}$

10.2.2 KONTROLA ČEPU NA OTLAČENÍ

Celková síla působící na řetěz F_C , vyvolá na ploše čepu tlaky $p_{\check{c}1}$ a $p_{\check{c}2}$. Místa otláčení jsou uvedena na Obr. 85. Vzhledem k tomu, že tlak $p_{\check{c}1}$ působí na podstatně menší ploše, než tlak $p_{\check{c}2}$, je provedena kontrola otláčení čepu pouze pro tlak $p_{\check{c}1}$.



Obr. 85 – Otláčování řetězovým čepu, popis jednotlivých částí

Kontrola tlaku proveda dle [1], str. 446. Závislost mezi vypočteným tlakem na řetězový čep $p_{\check{c}1}$ a dovoleným tlakem $p_{D\check{c}1}$ je dána podmínkou:

$$p_{\check{c}1} = \frac{F_C}{2 \cdot t_{pd} \cdot d_{\check{c}f}} \leq p_{D\check{c}1} \quad (10.17)$$

Kde F_C je opět maximální namáhající síla čepu, t_{pd} je navržená tloušťka plechu řetězového držáku a $d_{\check{c}f}$ je zvolený průměr čepu. Dosazením zatěžující síly $F_C = 1122 \text{ N}$, tloušťky plechu držáku $t_{pd} = 3 \text{ mm}$ a průměru čepu $d_{\check{c}d} = 8,28 \text{ mm}$ do podmínky (10.17), je určen tlak $p_{\check{c}1}$, který je porovnaný s tlakem dovoleným $p_{D\check{c}1}$.

$$p_{\check{c}1} = \frac{F_C}{2 \cdot t_{pd} \cdot d_{\check{c}f}} = \frac{1402}{2 \cdot 3 \cdot 8,28} = 28,221$$

$$p_{\check{c}1} = 28,2 \text{ MPa} \quad (10.18)$$

Držák řetězu je navrhnutý z oceli 1.0421 (11 523) a čep z oceli 1.0060. Jelikož má materiál držáku řetězu horší vlastnosti než materiál čepu, je kontrola provedena pro dovolené napětí v tlaku pro materiál řetězového držáku.

Pro míjivé zatížení a materiál držáku řetězu 1.0421, je podle [1], str. 54 dovolené napětí v tlaku $p_{D\check{c}1} = 90 \text{ MPa}$.

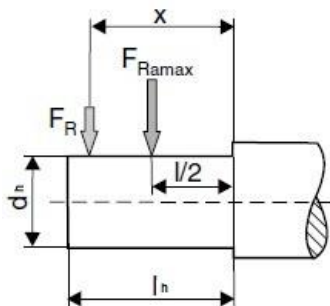
Kontrolou: $p_{\check{c}1} = 28,2 \text{ MPa} \leq p_{D\check{c}1} = 90 \text{ MPa} \sim \text{vyhovuje}$

Podle výsledků z kontrolních výpočtů kontroly čepu řetězu lze konstatovat, že vypočtené smykové napětí τ_1 je proti dovolenému napětí τ_{D1} poměrně malé. Průměr čepu řetězového držáku by mohl být i menší. Vzhledem k tomu, že k navrženému typu řetězu připadají dané rozměry, není možné tento průměr zmenšovat. Na základě dohody s firmou Atrima je typ řetězu ponechán, s nímž souvisejí další parametry.

Čep řetězového držáku by mohl být dále kontrolovaný na ohyb, tzn. maximální ohybové napětí vzhledem k meznímu stavu pružnosti. Vzhledem k tomu, že nejsou z hlediska pružnosti a pevnosti splněny prutové předpoklady – délka čepu není mnohonásobně větší než jeho průřez a z důvodu předdimenzovaného průměru, není nutné proto tento čep na ohyb kontrolovat.

10.3 KONTROLA VÝSTUPNÍ HŘÍDELE PŘEVODOVKY POHONU ZDVIHU

Kontrola hřídele spočívá v návrhu největší možné vzdálenosti od osazení výstupní hřídele převodovky, ve které působí radiální síla – zřejmě z Obr. 86. Výstupní hřídel bude kontrolována ve dvou stavech, kde první je uložení kola v aktuální, navržené poloze a druhý stav je uložení v poloze maximální možné.



Parametry výstupní hřídele převodovky:

Délka osazené části hřídele: $l_h = 70 \text{ mm}$

Průměr osazené části: $d_h = 35 \text{ mm}$

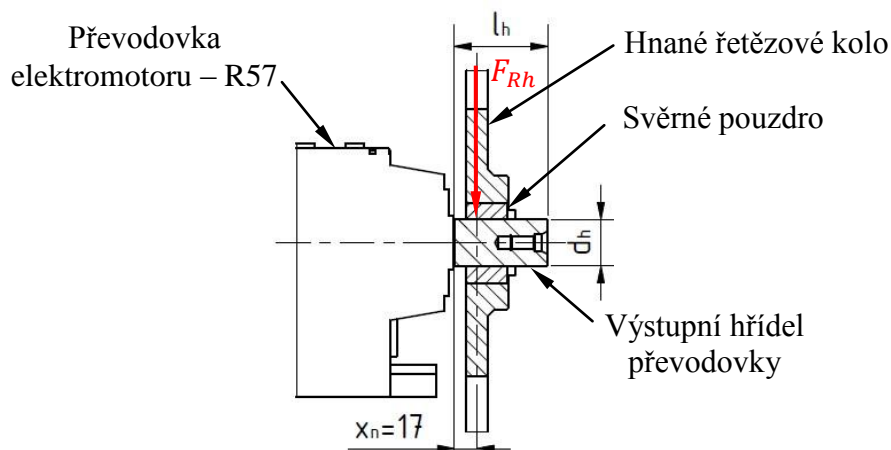
Obr. 86 – Zatížení výstupní hřídele převodovky [5]

10.3.1 KONTROLA V NAVRHNUTÉ POLOZE

Hnací řetězové kolo je již uloženo na výstupní hřídeli v určité vzdálenosti, cílem je ověřit, zda radiální síla, kterou je tato hřídel v tomto místě zatížena, bude menší jako maximální možná. Aktuální poloha svěrného pouzdra a řetězového kola viz. Obr. 87.

Výpočet proveden dle [5], str. 49, podle následujícího vzorce:

$$F_{Rh1} = F_{Rmp} \cdot \frac{a}{b+x_n} \geq F_{Rh} \quad (10.19)$$



Obr. 87 – Aktuální poloha řetězového kola, popis komponent

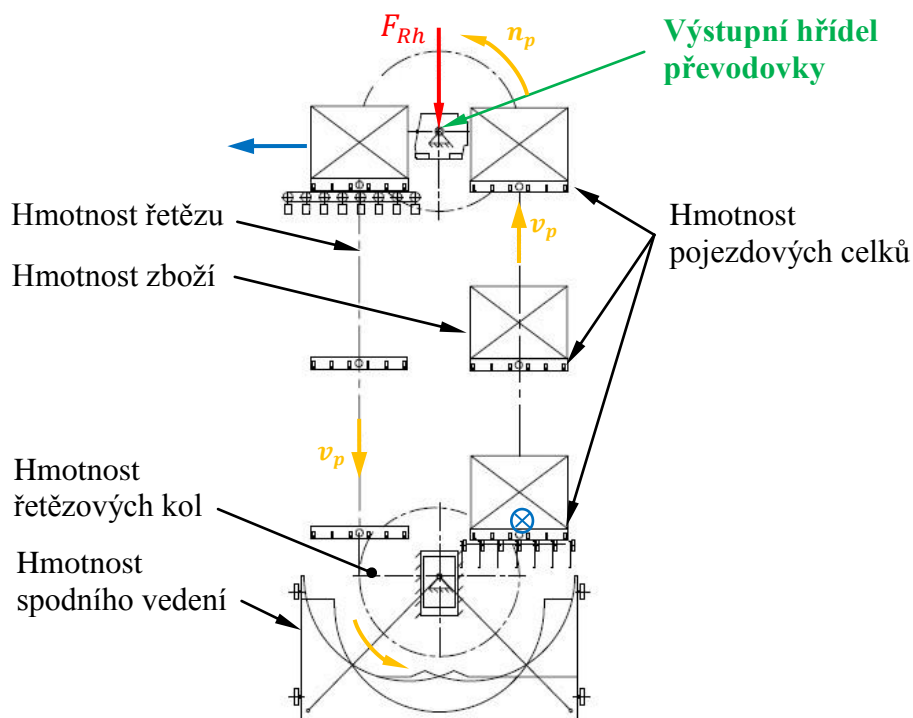
Kde:

F_{Rmp} je maximální zatížení výstupního konce hřídele v polovině jeho délky, parametr zvolen podle typu převodovky - R57 z [5], str. 181, hodnota: $F_{Rmp} = 7390 \text{ N}$

a, b jsou konstanty zvoleného typu převodovky, které se používají pro přepočet radiální síly při působišti mimo střed. Dle [5], str. 49, z tab. „Gear unit constants for overhung load conversion“, pro typ převodovky R57, jsou hodnoty: $a = 147,5 \text{ mm}$, $b = 112,5 \text{ mm}$.

x_n je navrhnutá vzdálenost od středu řetězového kola po osazení výstupní hřídele, odměřením z 3D modelu je navrhnutá vzdálenost: $x_n = 17 \text{ mm}$.

F_{Rh} je celková radiální síla působící na výstupní hřídel převodovky.



Obr. 88 – Zatěžující části výstupní hřídele převodovky



Radiální síla je určena pomocí vztahu:

$$F_{Rh} = m_c \cdot g \quad (10.20)$$

Kde m_c je celková hmotnost, která zatěžuje výstupní hřídel a g je gravitační zrychlení. Části zatěžující výstupní hřídel převodovky jsou znázorněny na *Obr. 88*. Nyní budou určeny jednotlivé zatěžující hmotnosti:

Hmotnost všech pojezdových celků v levé i pravé větvi, hmotnost jednoho:

$$m_{pc} = 16,25 \text{ kg}$$

Hmotnost maximálního možného počtu zboží (při umístění spodní a horní tratě ve zvolených polohách), maximální počet přepravovaného zboží je $n_{kmax} = 4$, potom:

$$\begin{aligned} m_{kmax} &= n_{kmax} \cdot m_k = 4 \cdot 20 = 80 \\ m_{kmax} &= 80 \text{ kg} \end{aligned} \quad (10.21)$$

Hmotnost řetězu je určena dle délky jedné řetězové části $l_{rs} = 1473,2 \text{ mm}$, počtu jednotlivých řetězových délek $n_r = 6$ a délkové hmotnosti řetězu $m_{rp} = 2,7 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$, tedy:

$$\begin{aligned} m_{rc} &= n_r \cdot l_{rs} \cdot m_{rp} = 6 \cdot 1,473 \cdot 2,7 = 23,863 \\ m_{rc} &= 23,86 \text{ kg} \end{aligned} \quad (10.22)$$

Hmotnosti řetězových kol (stanoveno v kapitole 7.3.2), hmotnost jednoho kola:

$$m_{rk} = 31,1 \text{ kg}$$

Hmotnost celku spodního vedení (stanovena v kapitole 10.1.2)

$$m_{sv} = 46,5 \text{ kg}$$

Stanovení celkové hmotnosti:

$$\begin{aligned} m_c &= 6 \cdot m_{pc} + m_{kmax} + m_{rc} + 2 \cdot m_{rk} + m_{sv} = \\ &= 6 \cdot 16,25 + 80 + 23,86 + 2 \cdot 31,1 + 46,5 = 310,063 \\ m_c &= 310 \text{ kg} \end{aligned} \quad (10.23)$$

Dosazením do (10.20) je určena radiální síla:

$$\begin{aligned} F_{Rh} &= m_c \cdot g = 310 \cdot 9,81 = 3041,100 \\ F_{Rh} &= 3041 \text{ N} \end{aligned} \quad (10.24)$$

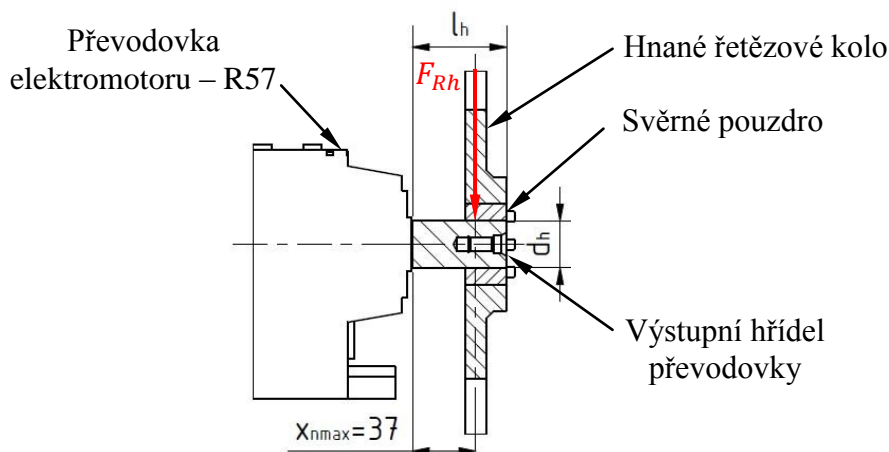
Zvolené a vypočtené hodnoty jsou dosazeny do původního vztahu (10.19) a porovnány:

$$\begin{aligned} F_{Rh1} &= F_{Rmp} \cdot \frac{a}{b + x_n} = 7390 \cdot \frac{147,5}{112,5 + 17} = 8417,181 \\ F_{Rh1} &= 8417 \text{ N} \end{aligned} \quad (10.25)$$

Kontrolou: $F_{Rh1} = 8417 \text{ N} \geq F_{Rh} = 3041 \text{ N} \sim \text{vyhovuje}$

10.3.2 KONTROLA V MAXIMÁLNÍ MOŽNÉ POLOZE

Řetězové kolo při montáži může být umístěno i na konci výstupní hřídeli převodovky, tj. nejvzdálenější poloha od zmiňovaného osazení. Maximální poloha svěrného pouzdra a řetězového kola je zřejmá z *Obr. 89*. Kontrolou bude ověřeno, zda při takovém umístění řetězového kola bude uložení vyhovovat.



Obr. 89 – Maximální poloha řetězového kola, popis komponent

Výpočet bude proveden dle zmodifikovaného vztahu (10.19):

$$F_{Rhmax} = F_{Rmp} \cdot \frac{a}{b + x_{nmax}} \geq F_{Rh} \quad (10.26)$$

Radiální síla F_{Rhmax} působící na výstupní hřídel je stejná jako v předchozím případě, stejně tak konstanty zvoleného typu převodovky a , b .

Vzdálenost od středu řetězového kola k osazení výstupní hřídele x_{nmax} je v tomto případě odlišná. Při umístěním komponent do maximální polohy je vzdálenost:

$$x_{nmax} = 37 \text{ mm}$$

Zvolené a vypočtené hodnoty zpětně dosazeny do vztahu (10.26) a porovnány:

$$F_{Rhmax} = F_{Rmp} \cdot \frac{a}{b + x_{nmax}} = 7390 \cdot \frac{147,5}{112,5 + 37} = 7291,137$$

$$F_{Rhmax} = 7291 \text{ N} \quad (10.27)$$

Kontrolou: $F_{Rhmax} = 7291 \text{ N} \geq F_{Rh} = 3041 \text{ N} \sim \text{vyhovuje}$

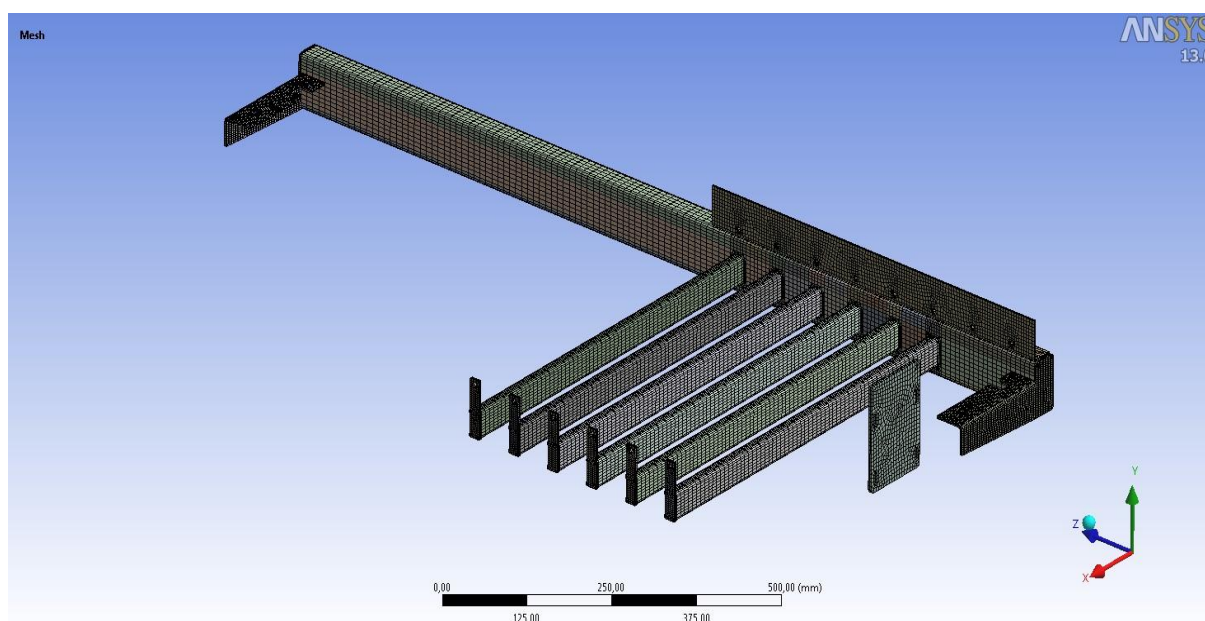
Z kontrol výstupní hřídele převodovky je patrné, že jak aktuálně navržené uložení, tak maximální možné uložení hnaného řetězového kola pro radiální zatížení vyhovuje. Není tedy třeba upravovat konstrukci ani volit jinou převodovku navrženého elektromotoru.

10.4 PEVNOSTNÍ ANALÝZA RÁMU VÁLEČKOVÉ TRATĚ

Konstrukce svařence rámu válečkové byla vybrána jako nejvíce zatěžovaná oblast elevátoru, bude proto řešena statickou analýzou pomocí metody konečných prvků (dále jen MKP) v programu *Ansys Workbench verze 13*. Řešení zahrnuje vytvoření síťového modelu, přiřazení materiálových vlastností jednotlivým dílům, zavedení okrajových podmínek pro zvolený zatěžovací stav a nakonec zpracování a interpretace vypočtených výsledků.

10.4.1 SÍŤOVÝ MODEL

Síťový model je důležitou součástí celé analýzy. Jednotlivé prvky vhodně reprezentují objem součásti a energetické vazby mezi nimi. Model je zjednodušený, byly odstraněny prvky a některé komponenty, které nemají na pevnostní výpočet rámu vliv. Jedná se zejména o nefunkční díry pro šrouby, zaoblené rohy u dílů z plechu, bočnice, ke kterým je připojený analyzovaný svařenec rámu. Svarové spoje jsou nahrazeny funkcí multipoint constrain (MPC). Síť všech profilů obdélníkového průřezu je vytvořena pomocí prvku typu Solidshell (SOLSH190), zbytek modelu (plechy pro uchycení válečků, elektromotoru a upínací plechy) je nasítovaný prvky typu Solid (SOLID186). Celková síť je vyobrazena na *Obr. 90*.



Obr. 90 – Síťový model svařence rámu válečkové tratě

Síťový model svařence rámu obsahuje:

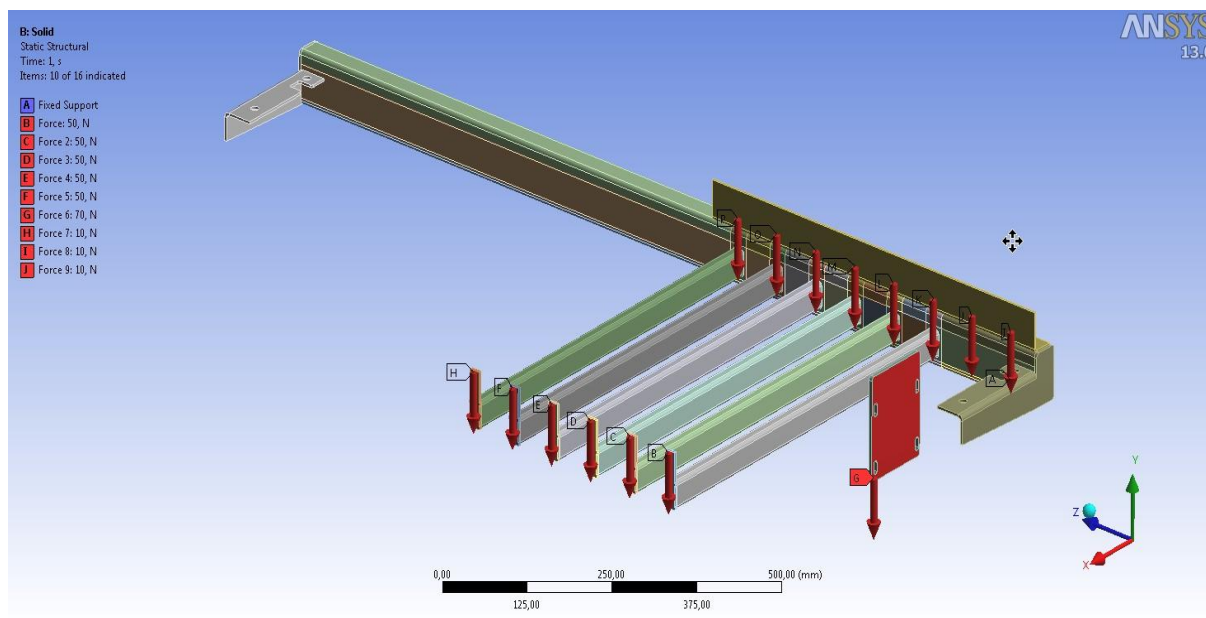
- 338702 uzlů
- 137640 elementů

10.4.2 ZAVEDENÍ OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

Pro všechny díly svařence rámu válečkové tratě je použitý standardní hookovský materiál, který je homogenní, izotropní a lineárně pružný. Vazba nahrazující uložení k bočnicím je typu Fixed Support v místech A – *Obr. 91*.

Zatěžovací stav (statická analýza)

Stav, kdy je svařenec válečkové tratě uchycen k bočnicím. Je zatížen od hmotnosti zboží, tíhy samotných válečků a od hmotnosti elektromotoru včetně jeho částí. Je uvažován nejhorší možný případ, který může nastat. Zboží leží na konci vetknutých nosníků válečků a těžiště tohoto zboží je situováno na stranu konce nosníků. Popis zatěžujících prvků a umístění nahrazujících sil je zřetelné z Obr. 91.



Obr. 91 – Zatížení rámu pro statickou analýzu

10.4.3 STANOVENÍ NÁVRHOVÉ PEVNOSTI MATERIÁLU

Materiál použitý pro všechny díly svařence rámu válečkového dopravníku je ocel se zaručenou svařitelností 1.0421 (11 523), spadající do pevnostní třídy S355. Návrhová pevnost bude stanovena podle normy ČSN 73 1401 – *Navrhování ocelových konstrukcí*.

Hodnota návrhové pevnosti (mezí stav únosnosti) zvolené oceli odvozené z meze kluzu materiálu je určena dle [3], str. 25, vzorec (6.1).

$$f_{yd} = \frac{f_y}{\gamma_m} \quad (10.28)$$

Kde f_y je mez kluzu pro ocel 1.0421. Podle [3], str. 16, tab. 4.2 je mez kluzu této oceli $f_y = 355 \text{ MPa}$. Součinitel γ_m je dílčí součinitel spolehlivosti materiálu. Podle [3], str. 25, tab. 6.1 je hodnota součinitele pro průřezy třídy 2 $\gamma_m = 1,15$.

Dosažením do vztahu (10.28) je určena návrhová pevnost materiálu:

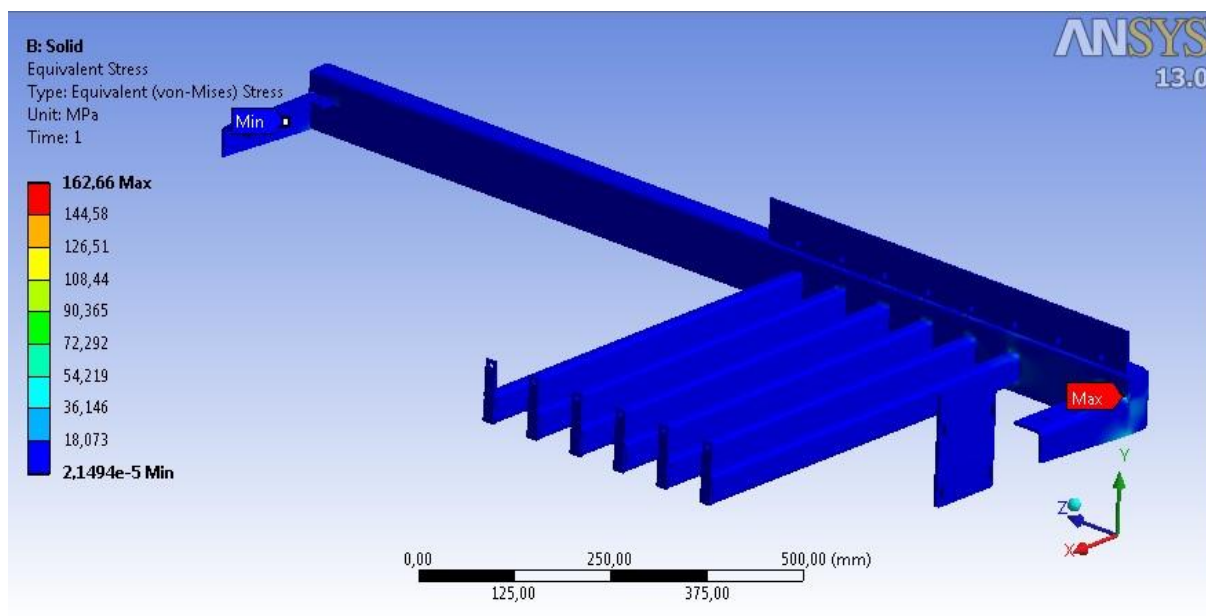
$$\begin{aligned} f_{yd} &= \frac{f_y}{\gamma_m} = \frac{355}{1,15} = 308,69 \\ f_{yd} &= 309 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (10.29)$$



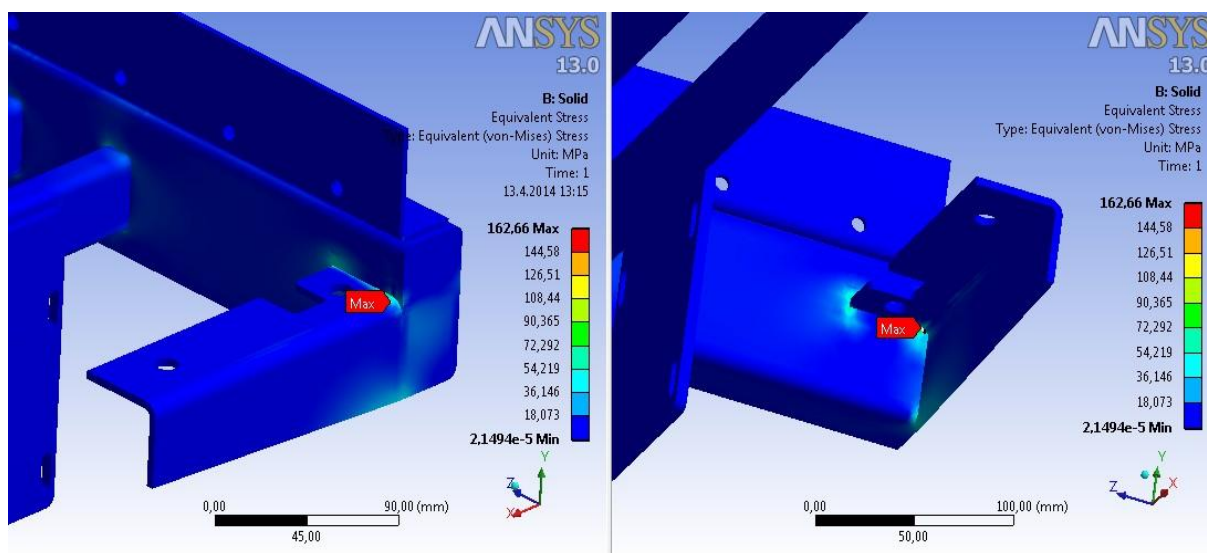
10.4.4 VYHODNOCENÍ A INTERPRETACE VÝSLEDKŮ

Pro zobrazení výsledků pevnostní analýzy je použita funkce programu Ansys solution visualizer, pomocí které budou zobrazeny výsledky pro napětí a deformaci zatěžovaného svařence rámu. Jednotky číselných stupnic výsledků jsou megapascaly (MPa) pro napětí a milimetry (mm) pro deformaci.

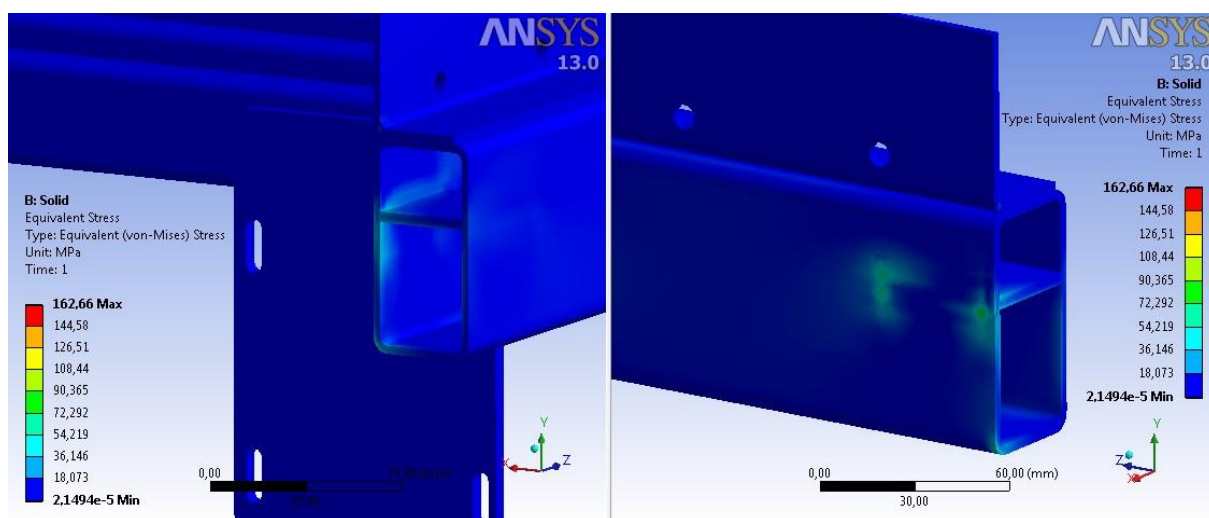
Pro pevnostní analýzu je nejdůležitějším výstupem rozložení redukovaného napětí a velikost a místo celkové deformace. Výpočet napětí byl proveden dle teorie HMH (von-Mises Stress).



Obr. 92 – Výsledky napětí - celkový pohled;
(Equivalent Stress, napětí von-Mises: 162,66 MPa, zobrazení: averaged)

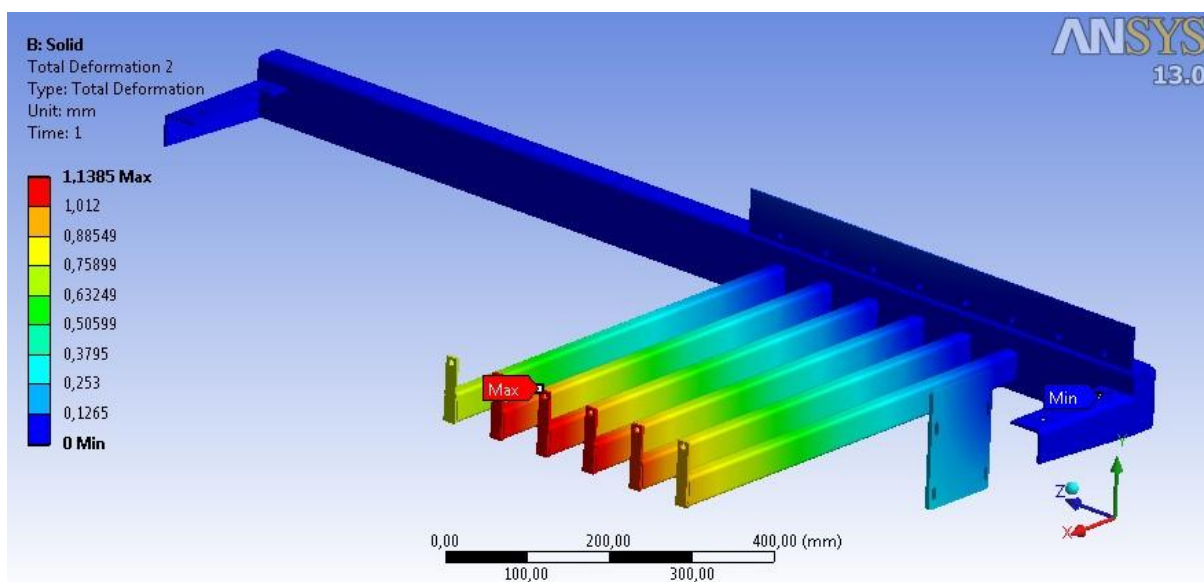


Obr. 93 – Výsledky napětí - detaily maximálního napětí;
(Equivalent Stress, napětí von-Mises: 162,66 MPa, zobrazení: averaged)



Obr. 94 – Výsledky napětí - detaily maximálního napětí;
(Equivalent Stress, napětí von-Mises: **162,66 MPa**, zobrazení: averaged)

Po provedení analýzy bylo zjištěno, že největší napěťová špička (redukované napětí podle teorie HMH) v konstrukci rámu svařence válečkového dopravníku, se vyskytuje ve spoji upínacího plechu a hlavního nosníku rámu. Toto napětí zde činí $\sigma_{red} = 162,66 \text{ MPa}$. Místo a detail maximálního napětí zobrazuje Obr. 92 a Obr. 93, označené červeným praporkem. Na Obr. 94 jsou vyobrazeny velikosti napětí uvnitř hlavního nosníku rámu, ve kterém je pro snížení napětí a deformace umístěna výztuha.



Obr. 95 – Maximální deformace - celkový pohled;
(Total Deformation, deformace: **1,14 mm**, zobrazení: averaged)

Konstrukce svařence rámu se po zatížení nejvíce deformuje na koncích vetknutých profilů, které slouží k uchycení válečků. Velikost maximální deformace rámu je $\epsilon = 1,14 \text{ mm}$, viz. Obr. 95.

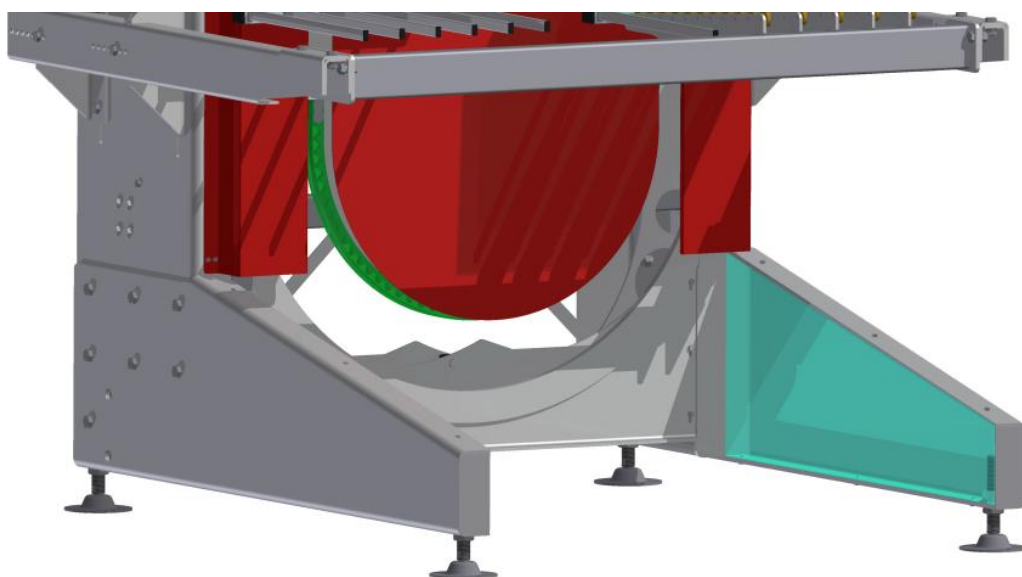
Kontrolou: $\sigma_{red} = 162,66 \text{ MPa} < f_{yd} = 309 \text{ MPa} \sim \text{vyhovuje}$



Maximální redukovaná napětí v konstrukci rámu svařence válečkové tratě nepřekračuje hodnotu návrhové pevnosti materiálu. Je nutné však brát v úvahu dynamické účinky, které jsou způsobeny postupným pokládáním zboží na válečkovou trať podavačem. Vzhledem k velikosti redukovaného napětí v porovnání s návrhovou pevností je konstatováno, že konstrukce svařence rámu je vyhovující.

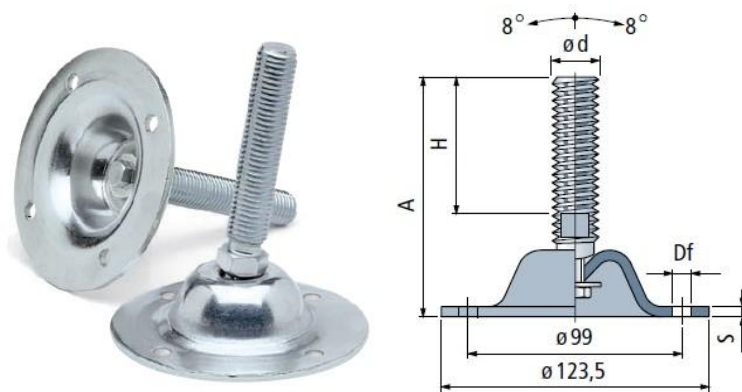
10.5 NÁVRH A KONTROLA STAVĚCÍCH PATEK

Stavěcí patky slouží zejména k nastavení zařízení do požadované výšky, k případnému vyrovnání nerovnosti povrchu a k ukotvení k podlaze haly. Kontinuální elevátor bude uložený na čtyřech stavěcích patkách, umístěných v místech – viz. *Obr. 96*.



Obr. 96 – Umístění stavěcích patek

Patky jsou voleny z katalogu firmy Marbett, dostupné z [18], str. R49. Typ a rozměry zvolené patky jsou zřetelné dle *Obr. 97*.



Obr. 97 – Rozměry stavěcí patky Marbett [18]

Parametry patky typu 441:

Velikost závitové části:	$\varnothing d_z = M24$
Délka nosné části závitu:	$H_z = 120 \text{ mm}$
Celková výška patky:	$A_p = 170 \text{ mm}$
Průměr otvoru pro kotvící šroub:	$\varnothing D_f = 15,5 \text{ mm}$
Maximální zatížení patky:	$F_{max} = 10\,000 \text{ N}$

Kontrola patek spočívá v ověření, zda tíha, která působí na závitovou část patky, nepřekračuje maximální možné zatížení F_{max} . Celková hmotnost a následná tíha, která zatěžuje stavěcí patky, je určena dle vztahu:

$$m_{cp} = m_E + m_{kmax} \quad (10.30)$$

Kde:

m_E je celková váha elevátoru. Pomocí softwaru Autodesk Inventor 2013 a navrhnutého 3D modelu, je určena orientační hmotnost celého zařízení $m_E = 1370 \text{ kg}$.

m_{kmax} je hmotnost maximálního možného počtu zboží, její velikost je $m_{kmax} = 80 \text{ kg}$.

Dosazením do (10.30):

$$m_{cp} = m_E + m_{kmax} = 1370 + 80 = 1450$$

$$m_{cp} = 1450 \text{ kg} \quad (10.31)$$

Z celkové hmotnosti je následně určena síla působící na jednu patku:

$$F_P = \frac{1}{4} \cdot m_{cp} \cdot g, \text{ [N]} \quad (10.32)$$

$$F_P = \frac{1}{4} \cdot m_{cp} \cdot g = \frac{1}{4} \cdot 1450 \cdot 9,81 = 3556,125$$

$$F_P = 3556 \text{ N}$$

Kontrolou: $F_{max} = 10\,000 \text{ N} \geq F_P = 3556 \text{ N} \sim \text{vyhovuje}$

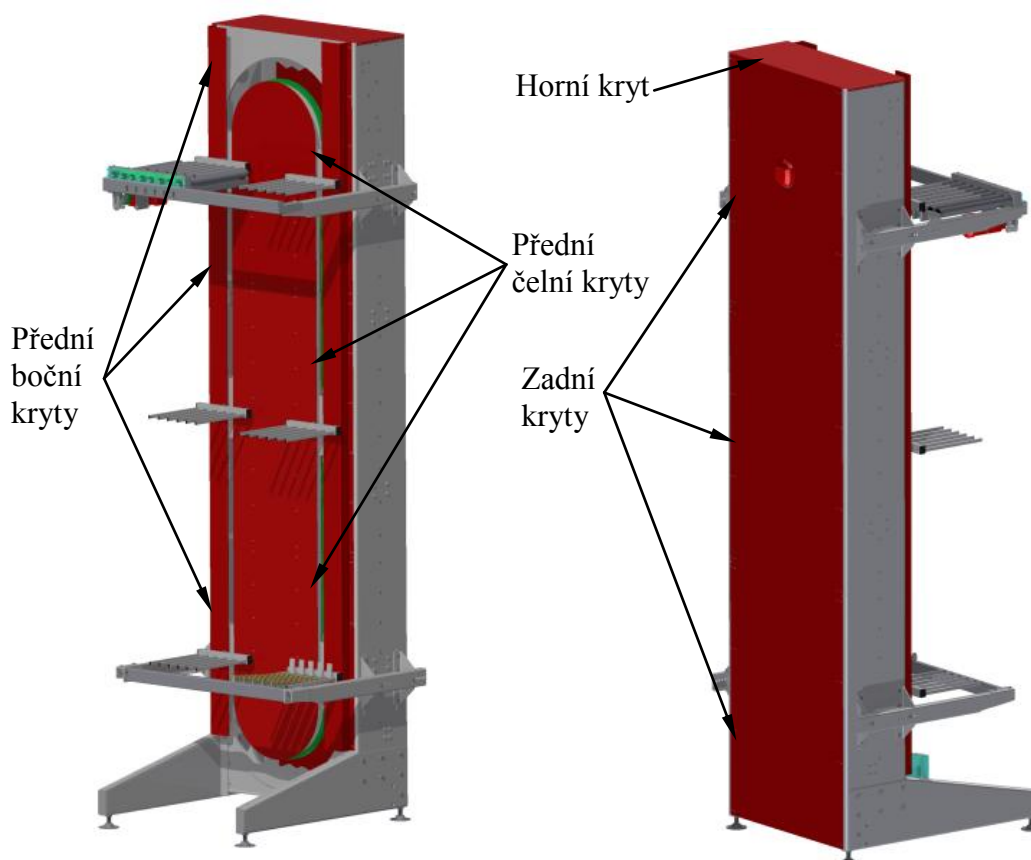
Dle [18], str. R49 je katalogové číslo navržené stavěcí patky: 441/600531

11 BEZPEČNOSTNÍ PRVKY

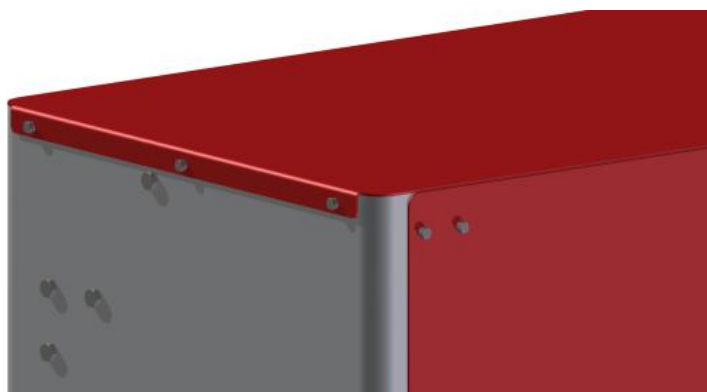
Požadavky na bezpečnost kontinuálních manipulačních zařízení a systémů předepisuje norma ČSN EN 619. Jedná se zejména o krytování strojů nebo jejich částí, u kterých by mohl nastat úraz obsluhy. K tomuto riziku může dojít zejména u pohyblivých nebo rotačních částí manipulačních zařízení a systémů. U kontinuálního elevátoru je to rotační pohyb pojezdových celků, jejich řetězový převod a rotující válečky horní části válečkové tratě. Součástí této práce je navrhnout krytování celku stroje a krytování válečků.

11.1 CELKOVÉ KRYTOVÁNÍ STROJE

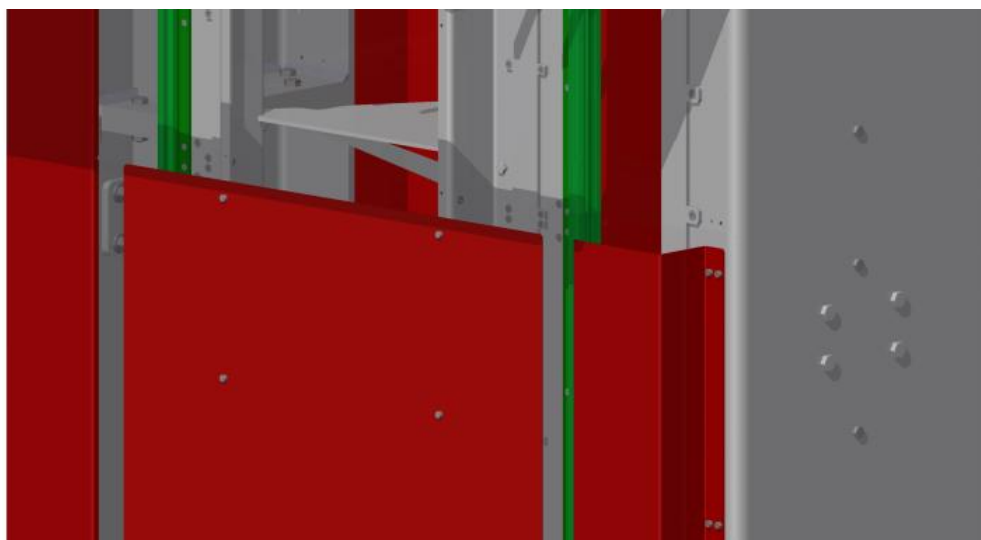
Základem je krytování kontinuálního elevátoru a to jak z přední, zadní, tak i z horní strany. Přední i zadní kryty jsou složeny ze tří částí, rozměrově odpovídají jednotlivým blokům nosného rámu, viz popis částí krytů - *Obr. 98*. Všechny tyto kryty jsou navrhnuty z plechu tloušťky $t_p = 2\text{ mm}$, z polotovaru dle ČSN 52 5301. Uchycení předních, bočních, zadních a horního krytu je pomocí šroubů k jednotlivým blokům nosného rámu, zachycuje *Obr. 99*, *Obr. 100*. Přední čelní kryty jsou opět za pomoci šroubů uchyceny k plechům vedení pojezdového vozíku – *Obr. 100*.



Obr. 98 – Popis částí krytů elevátoru



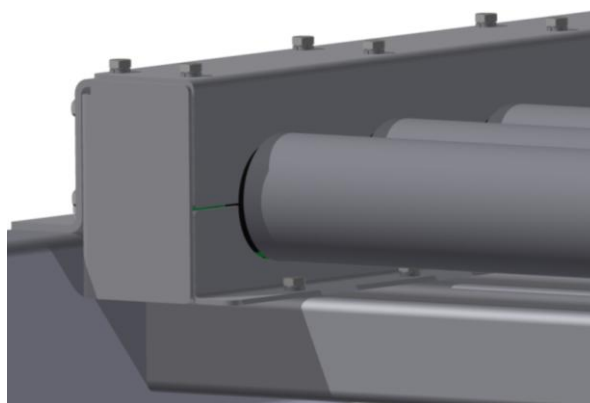
Obr. 99 – Uchycení horního a zadního krytu k nosnému rámu



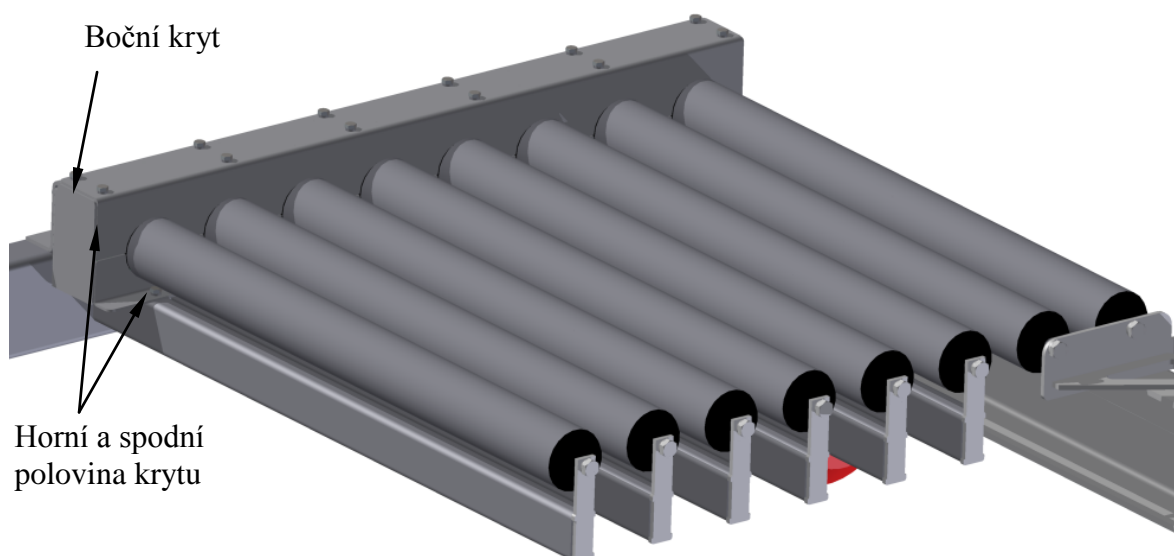
Obr. 100 – Uchycení předního čelního a předního bočního krytu

11.2 KRYTOVÁNÍ VÁLEČKŮ HORNÍ VÁLEČKOVÉ TRATĚ

Dalším důležitým bezpečnostním prvkem pro provoz zařízení jsou kryty řetězových kol rotujících válečků válečkové tratě. Kryty se skládají ze tří částí, horní polovina, spodní polovina krytu a boční kryty – viz. *Obr. 102*. Všechny tyto části jsou řešeny jako ohýbaná součást z plechu tloušťky $t_p = 2\text{ mm}$, polotovár opět dle ČSN 52 5301. Uchycení všech krytů je pomocí šroubů, kde horní polovina spolu s bočním krytem k bočnici válečkové tratě a spodní polovina k rámu válečkové tratě. Uchycení viz. *Obr. 101*.



Obr. 101 – Uchycení krytů rotujících válečků



Obr. 102 – Části krytů válečkové tratě

11.3 BEZPEČNOSTNÍ OPLOCENÍ

Další nevyhnutelnou částí je bezpečnostní oplocení celku kontinuálního elevátoru, spolu se všemi připojovacími dopravníky. Toto oplocení má zamezit kontaktu veškerých pohyblivých a rotujících částí s člověkem. Oplocení jako takové by mělo být opatřeno vstupními dvířky, aby v případě odstavení stroje z provozu byl umožněn snadný přístup obsluhy, případně servisního technika.

Vzhledem k tomu, že tato diplomová práce se zabývá vývojem nového typu zařízení, toto zařízení není zatím požadavkem zákazníka, nejsou tedy známy veškeré okolnosti dopravy zboží. Tento bezpečnostní uzel je pouze pro informaci.



ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce, jejímž zadavatelem je firma Atrima spol. s.r.o., bylo zkonstruovat kontinuální elevátor, který bude začleněn do přepravního procesu při vertikální dopravě kusového zboží a bude splňovat požadavky zadání. Součástí konstrukce elevátoru byl návrh připojovacích zařízení, které jsou nevyhnutelnými konstrukčními uzly pro správnou funkci celého zařízení. V horním úseku poháněná část válečkové tratě a ve spodním úseku část gravitační tratě.

Dále byla navržena a detailně vysvětlena koncepce řešení s principem funkce. Jádro tohoto principu je založeno na systému „páternoster“ (oběžný výtah). Práce obsahuje konstrukční návrh a skladbu jednotlivých celků zařízení, ve kterých jsou použity normalizované komponenty a polotovary od běžně dostupných firem. Tyto 3D návrhy byly provedeny pomocí CAD systému *Autodesk Inventor 2013*. Pro mechanismus zdvihu byl zvolen řetězový převod, poháněný elektromotorem, jehož kompletní návrh je součástí funkčních výpočtů.

V následných konstrukčních výpočtech byly navrženy skutečné rozměry a rychlosti pro přenášený výkon. Skutečná obvodová rychlosti činí $0,486 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ z čehož vyplívá celkový dopravní výkon zařízení je 1170 ks/hod . Neméně důležitým výpočtem byla pevnostní kontrola řetězu s následnou kontrolou čepů, pomocí kterých jsou jednotlivé celky propojeny. Tyto kontroly společně se všemi dalšími kontrolními výpočty vyhověly.

V jedné z posledních kapitol byla provedena pevnostní analýza rámu horní části válečkové tratě pomocí MKP programem *Ansys Workbench 13*. Redukované napětí vyvolané v konstrukci nepřesáhlo hodnotu stanovené návrhové pevnosti zvoleného materiálu, kontrolní výpočet konstrukce rámu z hlediska pevnosti materiálu vyhověl.

Z dalších pevnostních výpočtů by bylo vhodné provést kontrolu podavače, který tvoří při chodu elevátoru jednu z nejdůležitějších funkcí. V případě realizace tohoto zařízení by bylo nutné opatřit stroj z důvodu dostatečné bezpečnosti vhodným oplocením.

Na základě zhodnocení zařízení stávajícího způsobu přepravy zboží v rešeršním rozboru byly stanoveny vybrané výhody, které by mělo navržené zařízení splňovat. Kontinuální elevátor vybrané výhody a parametry splňuje. Do příloh této práce jsou přiloženy pro ilustraci obrázky navrženého stroje a výkresová dokumentace.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] LEINVEGER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*, 1. vydání, 2003, Úvaly: Albra, 865 s. ISBN 80-86490-74-2.
- [2] BOLEK, Alfred; KOCHMAN, Josef. *Části strojů: 2. Svazek. 5.* Vydání. Praha: SNTL, 1990. 712 s. Typové číslo L13-C2-V-43f/25559.
- [3] ČSN 73 1401. *Navrhování ocelových konstrukcí*. Praha: Český normalizační institut, březen 1998. 137 s. ICS 91.080.10.
- [4] BUREŠ, Jiří. Valivé tření: valivý odpor. *ConVERT: Fyzikální tabulky* [online]. 2002, 31, [cit.2014-02-02]. Dostupné z WWW: <http://www.converter.cz/tabulky/valive-treni.htm>
- [5] SEW Eurodrive s.r.o. [online]. 2009 [cit. 2014-02-05]. DRS Gearmotors. Dostupné z WWW: <http://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/16840011.pdf>
- [6] Řetězy Vamberk [online]. 2013 [cit. 2013-11-20]. Volba dopravního řetězu. Dostupné z WWW: http://www.retezyvam.com/images/stories/PDF/vypocet_dopravniho_retezu.pdf
- [7] Řetězy Vamberk [online]. 2013 [cit. 2013-11-21]. Volba hnacího válečkového řetězu. Dostupné z WWW: http://www.retezyvam.com/images/stories/PDF/vypocet_valeckoveho_retezu.pdf
- [8] BLICKLE, a.s. *Kola a kladky: Blickle souhrnný katalog G15*. A1. 2013. Dostupné z WWW: <http://www.blickle.cz/katalogy-a-brozury.html>
- [9] Interroll [online]. 2013 [cit. 2014-01-20]. Pevně poháněné dopravníkové válečky série 3500. Dostupné z WWW: http://www.interroll.com/media/products_1/mf_products_staging/ms_serie_3500/Serie_3500~6.pdf
- [10] Haberkorn Ulmer s.r.o. [online]. 2013 [cit. 2014-02-07]. Řetězy dle standardní DIN 8187. Dostupné z WWW: http://www.haberkorn.cz/data/files/file/pohonne-systemy/pohony-retezy/retezy/05_Retezy_web_39-50.pdf
- [11] Haberkorn Ulmer s.r.o. [online]. 2013 [cit. 2014-02-08]. Řetězová kola, systém BEA. Dostupné z WWW: http://www.haberkorn.cz/files/book/se-pohony-retezova_kola/files/assets/common/downloads/publication.pdf
- [12] Haberkorn Ulmer s.r.o. [online]. 2013 [cit. 2014-02-16]. Plastová vedení, vedení válečkových řetězů. Dostupné z WWW: http://www.haberkorn.cz/data/files/file/pohonne-systemy/ke-stazeni/09_plastova-vedeni_web.pdf
- [13] SKF [online]. 2010 [cit. 2014-01-05]. Kluzná pouzdra. Katalog č. 4741 CZ. Dostupné z WWW: <http://www.loziskavilim.cz/files/KluznaPouzdraSKF.pdf>



- [14] *SKF* [online]. 2009 [cit. 2014-01-10]. Kuličková ložiska. Dostupné z WWW: http://www.exvalos.cz/soubory/File/6000_CS_01_Kulickova_loziska.pdf
- [15] *T.E.A. TECHNIC s.r.o.* [online]. 2009 [cit. 2014-02-12]. Svěrná pouzdra. Dostupné z WWW: http://www.teatechnik.cz/download.php?file=doc/katalogy/sverna_pouzdra.pdf
- [16] *Haberkorn Ulmer s.r.o.* [online]. 2013 [cit. 2014-02-17]. Napínáky řetězů a řemenů / průzné elementy. Dostupné z WWW: <http://www.haberkorn.cz/files/file/pohonne-systemy/napinaky-a-antivibracni-technika/napinaky-a-antivibracni-technika-napinaky.pdf>
- [17] *BELT PLAST s.r.o.*: Kluzná vedení a profily [online]. 2009 [cit. 2014-01-10]. Dostupné z WWW: <http://www.beltplast.cz/cs/kluzna-vedeni-a-profily>
- [18] *Marbett* [online]. [cit. 2014-02-29]. Komponenty pro dopravníky. Dostupné z WWW: <http://www.techplasty.sk/dopravniky/index.html?http://www.techplasty.sk/dopravniky/robo/>
- [19] *Translog s.r.o.*: Transportní a logické systémy [online]. 2011-03-03 [cit. 2013-10-20]. Dostupné z WWW: <http://www.translog.cz/dopravnikyspecialni.htm>
- [20] *SKF*: Y-bearing flanged units with cast housing. [online]. [cit. 2014-01-03]. Dostupné z WWW: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-flanged-units/cast-housing-square-flange-grub-screw-locking-for-air-handling-systems/index.html?prodid=2125519112&imperial=false>
- [21] *Interroll*: Technické informace, pohony, řetězy. [online]. 2012 [cit. 2014-20-01]. Dostupné z WWW: http://www.interroll.com/cz/skupina-interroll/vyrobky/dopravnikove-valecky/technicke-informace/pohony/retezy/chain_1.php
- [22] *T.E.A. TECHNIC s.r.o.* [online]. 2009 [cit. 2014-05-08]. Kombinované rolny. Dostupné z WWW: http://www.teatechnik.cz/download.php?file=doc/Kombinovan%C3%A9_rolny.pdf
- [23] *Emulate3D*. Demo 3D NEDPACK Pro-Runner Mk5 Vertical Conveyor. Youtube [online]. Zveřejněno 19.11.2010 [cit. 2013-12-12]. Dostupné z WWW: www.youtube.com/watch?v=N-barMFcrns
- [24] *Nerak GmbH Fördertechnik* [online]. [cit. 2013-20-12]. Nerak systeme fur Stueckgut – Senkrechtforderer. Dostupné z WWW: http://www.nerak.de/fileadmin/downloads/stueckgut/stueckgut_de.pdf
- [25] *Sowe conveyor system*: Circulating vertical conveyor. [online]. 2009 [cit. 2013-18-12]. Dostupné z WWW: http://www.sovexsystems.cn/_d270136630.htm
- [26] *Nerak GmbH Fördertechnik*: Gabelumlaufforderer. [online]. [cit. 2013-21-12]. Dostupné z WWW: <http://www.nerak.de/gabelumlauffoerderer.html>



- [27] *Qimarox* [online]. 2013 [cit. 2013-28-12]. Prorunner Mk1: Betrouwbare en betaalbare productlift. Dostupné z WWW: <http://www.productlift.nl/media/text/205/217/pr-mk1-a4-nl.pdf>
- [28] *Traktech Construccions Mecaniques S.L.L.*: Conveyors Spiral coolers. [online]. 2011 [cit. 2013-29-12]. Dostupné z WWW: http://www.traktechsl.com/en_EN/products/conveyors/spiral-coolers/
- [29] *Ryson International*: Spiral Conveyors. [online]. [cit. 2014-02-01]. Dostupné z WWW: <http://www.ryson.com/spiral-conveyors/high-capacity/>
- [30] *Qimarox*: Movements goods – elevate, descend. [online]. [cit. 2014-25-01]. Dostupné z WWW: <http://www.productlift.nl/media/images/206/223/201310151128400506.png>
- [31] *EXPO21XX GmbH*: Material handling – Qimarox. [online]. 2013 [cit. 2014-25-01]. Dostupné z WWW: http://www.expo21xx.com/material_handling/20644_st3_palletizing_stacking/default.htm



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[mm]	parametr zvoleného typu převodovky
a_g	[mm]	rozteč pojezdových rolniček gravitační tratě
a_v	[mm]	navrhnutá rozteč válečků válečkové tratě
a_{vskut}	[mm]	vypočtená rozteč válečků válečkové tratě
b	[mm]	parametr zvoleného typu převodovky
b_a	[mm]	hodnota zaoblení zubu řetězového kola
b_{fl}	[mm]	šířka zubu řetězového kola
B_l	[mm]	šířka ložiska vodících kol
C	[-]	faktor šířky a tvaru náboje řetězového kola
C_{lh}	[N]	dynamická únosnost ložiskových těles hnaného hřídele
C_{lk}	[N]	dynamická únosnost ložiska vidících kol
C_{oA}	[N]	dynamická únosnost kombinované rolny v axiálním směru
C_{oR}	[N]	dynamická únosnost kombinované rolny v radiálním směru
d_1	[mm]	průměr válečku řetězu převodu
D_{12r}	[mm]	skutečný průměr roztečné kružnice řetězových kol
D_{12t}	[mm]	teoretický průměr roztečné kružnice řetězových kol
D_a	[mm]	průměr hlavové kružnice řetězového kola
$d_{\check{d}}$	[mm]	průměr čepu řetězu zdvihu
$d_{\check{h}}$	[mm]	průměr čepu pro ložisko vodícího kola
D_f	[mm]	průměr patní kružnice řetězového kola
D_g	[mm]	průměr věnce řetězového kola
d_h	[mm]	průměr osazené části výstupního hřídele převodovky
d_{hp}	[mm]	průměr výstupního hřídele převodovky
D_l	[mm]	vnější průměr ložiska vodících kol
DM_{min}	[mm]	minimální průměr náboje řetězového kola
DM_z	[mm]	zvolený průměr náboje řetězového kola
D_{fv}	[mm]	průměr roztečné kružnice řetězových kol válečku
D_r	[mm]	vnější průměr kombinované rolny
D_v	[mm]	činný průměr válečku
EL	[mm]	montážní délka válečku
F_C	[N]	celková síla působící na řetěz v pravé řetězové větvi
F_M	[N]	síla zatěžující pohon zdvihu
F_{max}	[N]	maximální zatížení stavěcí patky
F_o	[N]	tahová síla v řetězu způsobená odstředivou silou
F_p	[N]	síla působící na jednu stavěcí patku
f_r	[mm]	rozdíl poloměru roztečné kružnice a věnce řetězového kola



F_{Rh}	[N]	radiální síla působící na výstupní hřídel převodovky
F_{Rh1}	[N]	síla působící na výstupního hřídel převodovky v navrhnuté poloze
F_{Rhmax}	[N]	síla působící na výstupního hřídel převodovky v maximální poloze
F_{Rmp}	[N]	maximální radiální síla na výstupní hřídel
F_{Rmp}	[N]	maximální možné zatížení výst. hřídele převodovky v polovině délky
F_{Rmv}	[N]	maximální radiální síla na výstupní hřídel převodovky vál. tratě
F_S	[-]	provozní součinitel řetězového převodu
f_s	[mm ²]	plocha kloubu řetězu zdvihu
F_t	[N]	třecí síla mezi válečky a zbožím
F_T	[N]	tahová síla působící na řetěz
F_V	[-]	součinitel rychlosti řetězového převodu
f_y	[MPa]	mez kluzu materiálu rámu válečkové tratě
f_{yd}	[MPa]	hodnota návrhové pevnosti materiálu
H_D	[mm]	převodní výška
H_{Dmax}	[mm]	maximální dopravní výška
H_O	[mm]	teoretická osová vzdálenost řetězových kol
H_{Os}	[mm]	skutečná osová vzdálenost řetězových kol
H_Z	[mm]	vzdálenost spodního dopravníku od země
i_{mp}	[-]	převodový poměr převodovky elektromotoru zdvihu
i_{mv}	[-]	převodový poměr převodovky pohonu válečkové tratě
K_N	[-]	návrhový součinitel
k_v	[-]	minimální počet poháněných válečků pod předmětem
L_D	[mm]	vzdálenost horního dopravníku od osy hnacího kola
l_g	[mm]	délka gravitační tratě
l_h	[mm]	délka osazené části výstupního hřídele převodovky
l_{h2}	[mm]	délka řetězové části hnací řetězové smyčky č.1
l_{h3}	[mm]	délka řetězové části hnací řetězové smyčky č.2
l_{h4}	[mm]	délka řetězové části hnací řetězové smyčky č.3
l_{h5}	[mm]	délka řetězové části hnací řetězové smyčky č.4
l_{h6}	[mm]	délka řetězové části hnací řetězové smyčky č.5
l_{fc}	[mm]	délka celku řetězu
l_{fh}	[mm]	celková délka řetězu hnací řetězové smyčky
l_{fs}	[mm]	skutečná délka řetězu jedné řetězové části
l_{ft}	[mm]	teoretická délka hnacího orgánu
l_{fv}	[mm]	délka řetězu mezi dvěma válečky
l_v	[mm]	délka válečkové tratě
m_{lv}	[kg]	hmotnost připadající na jeden váleček válečkové tratě
m_b	[mm]	vzdálenost hnaného řetězového kola od země



m_c	[kg]	celková hmotnost zatěžující výstupní hřídel
m_{Cp}	[kg]	celková hmotnost působící na stavěcí patky
m_E	[kg]	celková váha kontinuálního elevátoru
m_k	[kg]	hmotnost přepravovaného předmětu
m_{kmax}	[kg]	maximální hmotnost zboží v jedné řetězové větvi
M_{kmp}	[N.m]	krouticí moment na výstupu z převodovky pohonu
M_{kmv}	[N.m]	krouticí moment na výstupu z převodovky pohonu válečkové tratě
M_{kp}	[N.m]	jmenovitý krouticí moment na výstupu z převodovky
M_{kv}	[N.m]	potřebný krouticí moment převodovky válečkové tratě
m_{mp}	[kg]	celková hmotnost elektromotoru zdvihu
m_{mv}	[kg]	celková hmotnost elektromotoru válečkové tratě
m_p	[kg]	hmotnost podavače a jeho částí
m_{pc}	[kg]	celková hmotnost pojezdového celku
m_{pc}	[kg]	hmotnost pojezdového celku
m_{ph}	[kg]	hmotnost hřídele podavače a jeho částí
m_{pv}	[kg]	hmotnost pojezdového vozíku
$m_{řc}$	[kg]	celková hmotnost řetězu zdvihu
$m_{řk}$	[kg]	hmotnost řetězového kola
$m_{řk}$	[kg]	hmotnost řetězového kola
$m_{řp}$	[kg.m ⁻¹]	délková hmotnost řetězu převodu
$m_{řp}$	[kg]	hmotnost v pravé řetězové větvi
$m_{řv}$	[kg.m ⁻¹]	délková hmotnost řetězu válečkové tratě
m_{sv}	[kg]	hmotnost spodního celku vedení
$m_{tř}$	[kg]	celková tíha zatěžující řetěz v pravé větvi
m_v	[kg]	maximální únosnost válečku
n_{ep}	[min ⁻¹]	otáčky elektromotoru pohonu
n_{ev}	[min ⁻¹]	otáčky elektromotoru pohonu válečkové tratě
n_k	[kg]	únosnost vodícího kolečka
n_{kmax}	[-]	maximální počet přepravovaného zboží
n_{kt}	[min ⁻¹]	teoretické otáčky řetězových kol
n_{mp}	[min ⁻¹]	výstupní otáčky na výstupu z převodovky pohonu
n_{mv}	[min ⁻¹]	výstupní otáčky na výstupu z převodovky pohonu válečkové tratě
n_p	[-]	počet podavačů
n_p	[min ⁻¹]	potřebné otáčky na výstupu z převodovky
n_v	[min ⁻¹]	otáčky převodovky motoru válečkové tratě
$p_{č1}$	[MPa]	tlak mezi řetězovým čepem a podložkou
$p_{č2}$	[MPa]	tlak mezi řetězovým čepem a válečkem řetězu
$p_{Dč1}$	[MPa]	dovolený tlak mezi řetězovým čepem a podložkou



P_{DOV}	[MPa]	dovolený tlak v kloubech řetězu zdvihu
P_{ep}	[kW]	skutečný výkon pohonu zdvihu
P_{ev}	[kW]	skutečný výkon pohonu válečkové tratě
p_i	[MPa]	měrný tlak v kloubech řetězu zdvihu
P_n	[Pa]	měrný tlak v náboji řetězového kola
P_{pR}	[kW]	redukovaný výkon pohonu zdvihu
P_{pskut}	[kW]	skutečný výkon pohonu zdvihu
P_{pteor}	[kW]	teoretický výkon pohonu zdvihu
$p_{řp}$	[mm]	rozteč řetězu převodu
$p_{řv}$	[mm]	rozteč zubů řetězových kol válečků, rozteč řetězů válečkové tratě
p_v	[MPa]	tlak v kloubech řetězu zdvihu
P_{vskut}	[W]	skutečný výkon pohonu válečkové tratě
P_{vteor}	[W]	teoretický výkon pohonu válečkové tratě
Q	[ks/hod]	dopravní výkon zařízení
r_a	[mm]	poloměr boku zubu řetězového kola
r_f	[mm]	poloměr dna zubní mezery řetězového kola
RL	[mm]	referenční délka válečku
r_x	[mm]	poloměr zaoblení zubu řetězového kola
s_k	[mm]	vzdálenost, kterou urazí zboží na válečkové trati za daný čas
s_v	[mm]	tloušťka stěny válečku
t	[s]	čas mezi jednotlivými podavači
t_{pd}	[mm]	tloušťka plechu řetězového držáku
t_{ps}	[mm]	skutečná rozteč mezi podavači
t_{pt}	[mm]	teoretická rozteč mezi podavači
t_{pv}	[mm]	tloušťka plechu pojezdového vedení
t_{real}	[s]	skutečný čas mezi jednotlivými podavači
v_{ksk}	[m.s ⁻¹]	skutečná dopravní rychlost válečkové tratě
v_{psk}	[m.s ⁻¹]	skutečná hodnota obvodové rychlosti
v_{pt}	[m.s ⁻¹]	teoretická obvodová rychlost podavače
v_t	[m.s ⁻¹]	obvodová rychlost válečků válečkové tratě
ξ	[-]	součinitel valivého tření mezi válečkem a zbožím
X_h	[-]	skutečný počet článků hnací řetězové smyčky válečkové tratě
X_{ht}	[-]	teoretický počet článků hnací řetězové smyčky válečkové tratě
x_n	[mm]	vzdálenost od středu řetězového kola po osazení výstupní hřídele
x_{nmax}	[mm]	max. vzdálenost od středu řetězového kola po osazení výstupní hřídele
X_p	[-]	skutečný počet článků řetězu jedné řetězové části
X_{pt}	[-]	teoretický počet článků řetězu jedné řetězové části
X_v	[-]	skutečný počet článků hnané řetězové smyčky válečkové tratě



X_{vt}	[-]	teoretický počet článků hnané řetězové smyčky válečkové tratě
Y	[-]	součinitel rázu řetězového převodu
z_{12}	[-]	počet zubů řetězových kol
z_v	[-]	počet zubů na jednom řetězovém kole válečku
α_g	[°]	úhel sklonu gravitační tratě
γ_{dyn}	[-]	dynamická bezpečnost řetězového převodu
γ_m	[-]	součinitel spolehlivosti materiálu
γ_{stat}	[-]	statická bezpečnost řetězového převodu
ε	[mm]	celková deformace rámu válečkové tratě
η	[-]	účinnost řetězového převodu
η_P	[-]	účinnost řetězového převodu
K	[-]	součinitel redukováného výkonu
μ_1	[-]	součinitel tření v kloubech řetězu
μ_2	[-]	součinitel mazání řetězu zdvihu
μ_1	[-]	součinitel tření v kloubech řetězu zdvihu
μ_2	[-]	součinitel mazání
σ_{02}	[MPa]	mez průtažnosti
σ_{red}	[MPa]	reduované napětí rámu válečkové tratě
σ_v	[-]	součinitel vzdálenosti os
τ_1	[MPa]	smykové napětí řetězového čepu řetězu zdvihu
τ_{D1}	[MPa]	dovolené smykové napětí řetězového čepu řetězu zdvihu
φ	[°]	úhel otevření zubů řetězového kola
$\omega_{řk}$	[rad.s ⁻¹]	úhlová rychlost řetězového kola
ϕ_p	[-]	součinitel provedení pro řetěz



SEZNAM PŘÍLOH

OBRÁZKOVÉ PŘÍLOHY

P1

Pohled na celý kontinuální elevátor

P2

Pohled na celý kontinuální elevátor – bez krytů

P3

Detail horního a spodního úseku – přední strana

P4

Detail horního a spodního úseku – zadní strana

P5

Detail pojezdových vozíku s vedením

SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE

DP14-A0-0-0-0	Kontinuální elevátor (sestava)
DP14-A1-0-1-0	Válečková trať (podsestava)
DP14-A2-0-2-0	Pojezdový vozík (podsestava)
DP14-A2-0-3-0	Hřídel podavače (sestava)
DP14-A3-1-3-0	Svařenec hřídele podavače (výkres svarku)
DP14-A4-2-3-3	Pojezdové kolo (výrobní výkres)
DP14-A4-1-3-1	Rameno hřídele (výrobní výkres)
DP14-A4-1-3-2	Čep (výrobní výkres)
DP14-A4-1-3-3	Hřídel (výrobní výkres)
DP14-A3-1-4-0	Podavač (výkres svarku)

CD-ROM

Technická zpráva formát PDF

Výkresová dokumentaceformát PDF

